

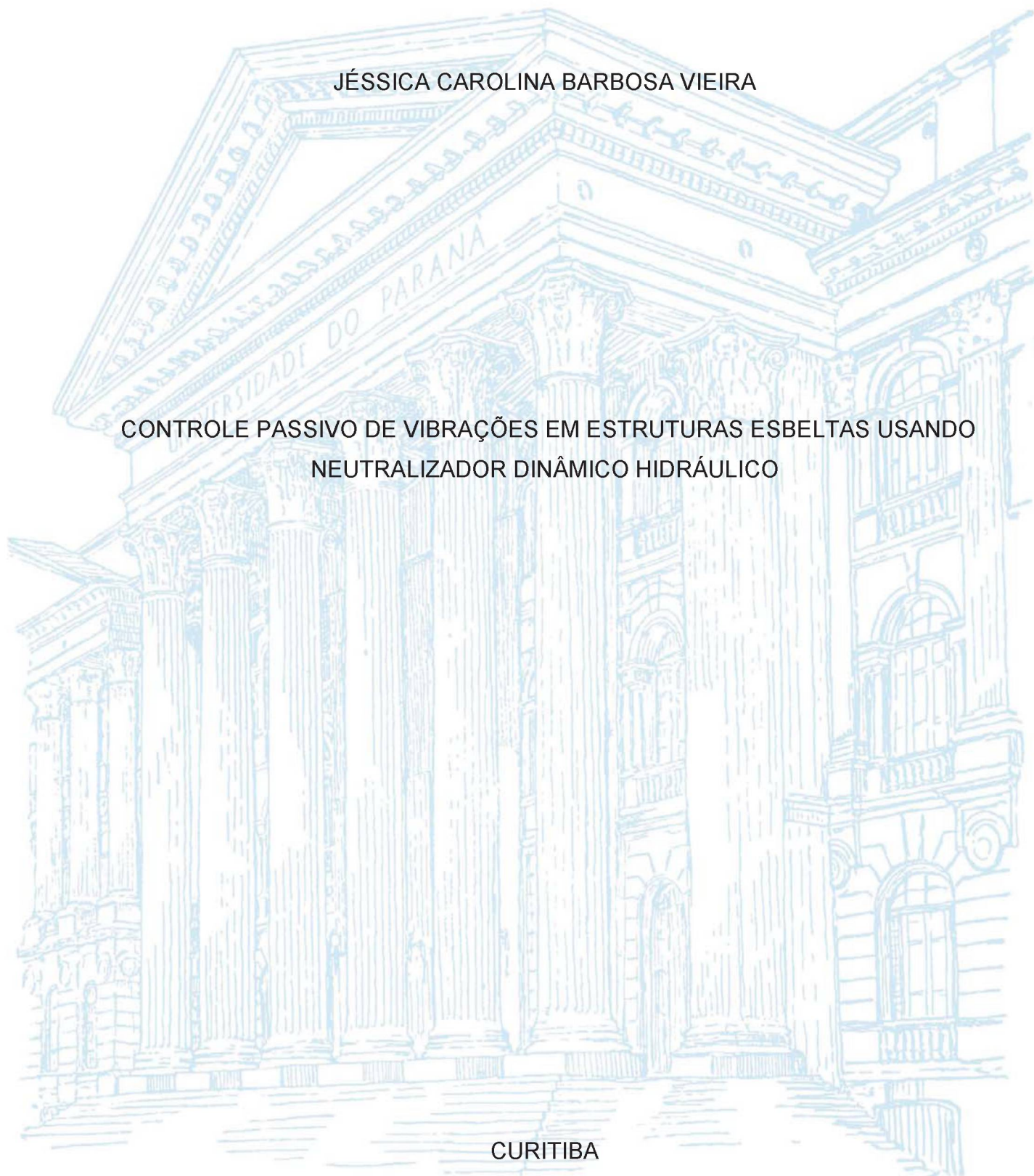
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

JÉSSICA CAROLINA BARBOSA VIEIRA

CONTROLE PASSIVO DE VIBRAÇÕES EM ESTRUTURAS ESBELTAS USANDO
NEUTRALIZADOR DINÂMICO HIDRÁULICO

CURITIBA

2019



JÉSSICA CAROLINA BARBOSA VIEIRA

CONTROLE PASSIVO DE VIBRAÇÕES EM ESTRUTURAS ESBELTAS USANDO
NEUTRALIZADOR DINÂMICO HIDRÁULICO

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Área de Concentração em Mecânica dos Sólidos e Vibrações, Setor de Tecnologia, Universidade Federal do Paraná, como parte das exigências para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Carlos Alberto Bavastri.

CURITIBA

2019

Catálogo na Fonte: Sistema de Bibliotecas, UFPR
Biblioteca de Ciência e Tecnologia

V657c

Vieira, Jéssica Carolina Barbosa

Controle passivo de vibrações em estruturas esbeltas usando
neutralizadores dinâmicos hidráulicos [recurso eletrônico] / Jéssica Carolina
Barbosa Vieira. – Curitiba, 2019.

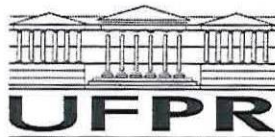
Dissertação - Universidade Federal do Paraná, Setor de Tecnologia,
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2019.

Orientador: Carlos Alberto Bavastri .

1. Amortecimento (Mecânica). 2. Vibração. 3. Neutralizador (mecânica). I.
Universidade Federal do Paraná. II. Bavastri, Carlos Alberto. III. Título.

CDD: 620.31

Bibliotecário: Elias Barbosa da Silva CRB-9/1894



MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
SETOR SETOR DE TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ
PRÓ-REITORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO ENGENHARIA
MECÂNICA - 40001016040P5

TERMO DE APROVAÇÃO

Os membros da Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em ENGENHARIA MECÂNICA da Universidade Federal do Paraná foram convocados para realizar a arguição da dissertação de Mestrado de **JÉSSICA CAROLINA BARBOSA VIEIRA** intitulada: **CONTROLE PASSIVO DE VIBRAÇÕES EM ESTRUTURAS ESBELTAS USANDO NEUTRALIZADORES DINÂMICOS HIDRÁULICOS**, após terem inquirido a aluna e realizado a avaliação do trabalho, são de parecer pela sua Aprovação no rito de defesa.

A outorga do título de mestre está sujeita à homologação pelo colegiado, ao atendimento de todas as indicações e correções solicitadas pela banca e ao pleno atendimento das demandas regimentais do Programa de Pós-Graduação.

CURITIBA, 18 de Março de 2019.

CARLOS ALBERTO BAVASTRI
Presidente da Banca Examinadora (UFPR)

ROBERTO DALLEDONE MACHADO
Avaliador Externo (UFPR)

MARCO ANTONIO LUERSEN
Avaliador Externo (UFPR)

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus, por sua misericórdia nos momentos difíceis, suas bênçãos e pela oportunidade concedida.

Aos meus pais Rudinei Roberto Vieira e Andreia Soraya Barbosa e minha irmã Gabriela Vieira, por acreditarem fielmente que eu era capaz de concluir mais essa etapa na minha vida, pelo amor, carinho, paciência, pelas oportunidades proporcionadas e pelo incansável suporte ao longo de toda essa trajetória.

Ao meu namorado Alison Alves da Cruz agradeço por estar sempre ao meu lado me apoiando, pela compreensão, pelo amor e pela paciência.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Carlos Alberto Bavastri pela orientação, pelo exemplo de profissionalismo e pela amizade e apoio no decorrer deste trabalho.

Ao doutorando Thiago da Silva em disponibilizar seu conhecimento e tempo para auxiliar na realização dos ensaios no laboratório.

Aos colegas e a todo grupo do Laboratório de Vibrações e Mecânica dos Sólidos da UFPR, pelo apoio e motivação ao longo desse período.

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PGMEC) por propiciar as condições necessárias para o desenvolvimento deste trabalho.

Enfim, a todos que direta ou indiretamente fizeram parte dessa etapa, o meu muito obrigado.

Peça a Deus que abençoe seus planos
e eles darão certo.

(Provérbios 16:3)

RESUMO

Neutralizadores hidráulicos são dispositivos utilizados para controlar/reduzir vibrações de baixa frequência em estruturas esbeltas tais como prédios, torres de resfriamento, estruturas offshore, entre outras. As fontes de excitação podem ser das mais diversas, tais como eólicas, sísmicas, desbalanceamento e ondas do mar. Neste trabalho, foram realizados o desenvolvimento teórico, a implementação numérica e a realização física de um neutralizador hidráulico, com o objetivo de reduzir os níveis de vibrações em um modelo em escala de um prédio. O modelo em escala do prédio representa, sem perda da generalidade, estruturas esbeltas com baixas frequências naturais. O projeto ótimo do neutralizador do tipo hidráulico segue a metodologia de projeto desenvolvida pelo grupo de pesquisa GVIBS-UFPR, no qual este trabalho se insere. Para tal, é preciso conhecer os parâmetros modais do sistema primário (estrutura a controlar), os parâmetros equivalentes generalizados do sistema de controle (neutralizador), conjuntamente com o uso de técnicas de otimização não linear para determinar os parâmetros físicos ótimos do neutralizador. Após a análise numérica, tanto na identificação do sistema primário quanto do projeto ótimo dos neutralizadores, o dispositivo de controle foi construído e testado experimentalmente. Medições de resposta em frequência, com e sem o sistema de controle sobre a estrutura, são apresentadas demonstrando a eficácia dos neutralizadores no controle de vibrações da estrutura além de comprovar a precisão dos modelos implementados.

Palavras-chave: Neutralizadores hidráulicos, Controle de vibrações, Parâmetros equivalentes generalizados, Otimização.

ABSTRACT

Liquid column vibration absorber are tools used to control or reduce low frequency vibrations in slender structures such as buildings, cooling towers, offshore structures, and others. Several sources of vibration excitation can be present in such systems, including, for example, wind or seismic excitations, unbalanced structures and ocean waves. In this work, the development of a theoretical basis, numerical implementation and physical experiment of a dynamic neutralizers of hydraulic type was performed aimed at controlling the levels of vibration in a scale model of a building. The scale model represents, without loss of generality, a slender structure with low natural frequencies. The optimal design of the dynamic neutralizer is based on the methodology derived by the research group GVIBS-UFPR associated with this study. In order to achieve this goal, the modal parameters of the primary system (main structure) and the equivalent generalized parameters of the control system (neutralizer) are required to be evaluated, and, in conjunction with non-linear optimization techniques, the optimal physical parameters for the neutralizers can be determined. Once the numerical analysis was completed for the identification of the primary system and optimal design of the neutralizers, the controlling mechanism was built and tested experimentally. Measurements of the frequency response with and without the controlling system attached to the structure were compared, demonstrating the effectiveness of the neutralizers in controlling the vibration of the structure while validating the accuracy of the implemented models.

Key-words: Liquid column vibration absorber, Vibration control, Equivalent generalized parameters, Optimization.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 - SISTEMA MASSA-MOLA-AMORTECEDOR COM UM GRAU DE LIBERDADE.....	28
FIGURA 2 - DIAGRAMA DE BODE (AMPLITUDE E FASE DA RECEPTÂNCIA).....	31
FIGURA 3 - SIMPLIFICAÇÃO DE UM SISTEMA COMPLEXO PARA UM SISTEMA COM 1 GDL.....	32
FIGURA 4 - MÉTODO BANDA DE MEIA POTÊNCIA.....	33
FIGURA 5 - SISTEMA COM DOIS GRAUS DE LIBERDADE	35
FIGURA 6 - REPRESENTAÇÃO DE UM SISTEMA COM DOIS GRAUS DE LIBERDADE E A FRF CORRESPONDENTE	37
FIGURA 7 - EQUIVALÊNCIA DINÂMICA ENTRE SISTEMAS.....	38
FIGURA 8 - SISTEMA PRIMÁRIO DE UM GRAU DE LIBERDADE.	40
FIGURA 9 - DIFERENTES FORMAS DO NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO	41
FIGURA 10 - REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DO NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO	42
FIGURA 11 - MODELO DE NEUTRALIZADOR DINÂMICO DE VIBRAÇÕES E MODELO EQUIVALENTE SOBRE O SISTEMA PRIMÁRIO.	44
FIGURA 12 - ESQUEMA BÁSICO NA PROCURA DOS PARÂMETROS ÓTIMOS DOS NEUTRALIZADORES.	51
FIGURA 13 - ESQUEMA BÁSICO DA METODOLOGIA ADOTADA PARA PROJETO E AVALIAÇÃO DA EFICÁCIA DO NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO.....	52
FIGURA 14 - MODELO FÍSICO DO PRÉDIO ESBELTO COM OITO ANDARES	53
FIGURA 15 - MODELO DO PRÉDIO DE OITO ANDARES PARA ANÁLISE EM ELEMENTOS FINITOS	55
FIGURA 16 - POSIÇÃO DA EXCITAÇÃO E RESPOSTA PARA ANÁLISE HAMÔNICA	56
FIGURA 17 - REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DA MEDIÇÃO DAS RESPOSTAS EM FREQUÊNCIA DO SISTEMA PRIMÁRIO.....	57
FIGURA 18 - TELA MOSTRADA PELO SOFTWARE RT PRO PHOTON.....	58
FIGURA 19 - TELA MOSTRADA PELO SOFTWARE DE OTIMIZAÇÃO "LAVIBS-ND"	59

FIGURA 20 - POSIÇÃO ESCOLHIDA PARA OTIMIZAÇÃO NÃO-LINEAR - PONTO DE MAIOR DESLOCAMENTO NO PRIMEIRO MODO DE VIBRAÇÃO DA ESTRUTURA	60
FIGURA 21 - DIMENSÕES EM MM DO NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO PROPOSTO	61
FIGURA 22 - NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO	62
FIGURA 23 - CONEXÃO DO NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO AO SHAKER	63
FIGURA 24 - CONFIGURAÇÃO DO SISTEMA DE MEDIÇÃO	64
FIGURA 25 - SISTEMA PRIMÁRIO COM O NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO PROJETADO	65
FIGURA 26 - REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DA MEDIÇÃO DAS RESPOSTAS EM FREQUÊNCIA DO SISTEMA COMPOSTO	66
FIGURA 27 - COMPARAÇÃO ENTRE AS FRF DO SISTEMA PRIMÁRIO	67
FIGURA 28 - MODO DE FLEXÃO DO SISTEMA PRIMÁRIO	68
FIGURA 29 - MODO DE TORÇÃO DO SISTEMA PRIMÁRIO	68
FIGURA 30 - CURVA DE INERTÂNCIA DO SISTEMA PRIMÁRIO E DO SISTEMA COMPOSTO OTIMIZADO (ANÁLISE NUMÉRICA)	69
FIGURA 31 - PRIMEIRO MODO DE VIBRAÇÃO DO NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO VIA ANSYS®	70
FIGURA 32 - FRF DO SISTEMA PRIMÁRIO COM E SEM O NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO OBTIDA VIA ANSYS® (A) ESCALA LINEAR (B) ESCALA LOGARÍTMICA	71
FIGURA 33 - PRIMEIRO MODO DE VIBRAR DO SISTEMA COMPOSTO, DESLOCAMENTO DO PRÉDIO E DA ÁGUA EM IGUALDADE DE FASE	72
FIGURA 34 - SEGUNDO MODO DE VIBAR DO SISTEMA COMPOSTO, DESLOCAMENTO DO PRÉDIO E ÁGUA EM CONTRA FASE	73
FIGURA 35 - MASSA DINÂMICA NA BASE DO NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO	73
FIGURA 36 - PRIMEIRO MODO DE VIBRAÇÃO DO NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO VIA ANÁLISE EXPERIMENTAL	74
FIGURA 37 - ORIFÍCIOS PROPOSTOS PARA INVESTIGAÇÃO DO AMORTECIMENTO	75
FIGURA 38 - CURVAS OBTIDAS EXPERIMENTALMENTE PARA ESTIMAR AMORTECIMENTO DO NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO SEM E COM ORIFÍCIOS	76

FIGURA 39 - FRF DO SISTEMA PRIMÁRIO COM E SEM O NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO OBTIDA EXPERIMENTALMENTE (A) ESCALA LINEAR (B) ESCALA LOGARÍTMICA.....	77
FIGURA 40 - FRF DO SISTEMA PRIMÁRIO COM NEUTRALIZADOR OBTIDA ATRAVÉS DO SOFTWARE DE OTIMIZAÇÃO "LAVIBS-ND"	79
FIGURA 41 - FRF DO SISTEMA PRIMÁRIO COM E SEM O NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO PARA OS DIFERENTES ORIFÍCIOS PROPOSTOS (A) ESCALA LINEAR (B) ESCALA LOGARÍTMICA.....	80
FIGURA 42 - ARRANJO EXPERIMENTAL COM O SUBWOOFER	82
FIGURA 43 - COMPONENTES PARA REALIZAÇÃO DO ENSAIO COM O SUBWOOFER.....	82
FIGURA 44 - RESPOSTA DO SISTEMA PRIMÁRIO COM E SEM NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO A UMA EXCITAÇÃO HARMÔNICA	83

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 - DIMENSÕES FÍSICAS DO PRÉDIO ESBELTO COM OITO ANDARES	53
TABELA 2 - RESUMO DOS RESULTADOS DA ANÁLISE DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS EXPERIMENTAIS E NUMÉRICAS	68
TABELA 3 - PARÂMETROS ÓTIMOS DO NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO	69
TABELA 4 - COMPARAÇÃO ENTRE AS FREQUÊNCIAS DO NEUTRALIZADOR VIA OTIMIZAÇÃO NÃO LINEAR E SIMULAÇÃO NUMÉRICA	70
TABELA 5 - EFICIÊNCIA DO NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO ANALISADA VIA ANSYS®	72
TABELA 6 - DIMENSÕES DOS ORIFÍCIOS PARA INVESTIGAÇÃO DO AMORTECIMENTO	75
TABELA 7 - RAZÃO DE AMORTECIMENTO ESTIMADA PARA CASOS DO NEUTRALIZADOR COM E SEM ORIFÍCIO	76
TABELA 8 - EFICIÊNCIA DO NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO ACOPLADO AO PRÉDIO ESBELTO ANALISADA EXPERIMENTALMENTE	78
TABELA 9 - EFICIÊNCIA DO NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO ACOPLADO AO PRÉDIO ESBELTO ANALISADA EXPERIMENTALMENTE PARA TODOS OS ORIFÍCIOS PROPOSTOS	80

LISTA DE SÍMBOLOS

c	-	Coeficiente de amortecimento viscoso
c_{eq}	-	Coeficiente de amortecimento viscoso equivalente
$[C]$	-	Matriz amortecimento
E	-	Módulo de elasticidade
f_{obj}	-	Função objetivo
$f(t)$	-	Força aplicada ao sistema no domínio do tempo
$F(\Omega)$	-	Força aplicada ao sistema no domínio da frequência
g	-	Aceleração da gravidade
h_1	-	Altura de água deslocada
$H(\Omega)$	-	Função receptância
$[I]$	-	Matriz Identidade
k	-	Coeficiente de rigidez
$[K]$	-	Matriz de rigidez
$K(\Omega)$	-	Rigidez dinâmica
m	-	Massa
m_a	-	Massa do neutralizador
m_l	-	Massa total de líquido
m_{eq}	-	Massa equivalente
$[M]$	-	Matriz massa
$[M_{eq}]$	-	Matriz de massa equivalente
$M(\Omega)$	-	Massa dinâmica
$M_b(\Omega)$	-	Massa dinâmica na base
S_1 e S_2	-	Seções transversais dos tanques
$S(\Omega)$	-	Inertância
U	-	Energia potencial gravitacional
$V(\Omega)$	-	Transformada de Fourier da velocidade
x	-	Deslocamento
\dot{x}	-	Velocidade
\ddot{x}	-	Aceleração
$Y(\Omega)$	-	Mobilidade

$Z(\Omega)$	- Impedância mecânica
$Z_b(\Omega)$	- Impedância mecânica na base
ε	- Razão entre frequências
ζ	- Fator de amortecimento
ν	- Coeficiente de Poisson
μ_a	- Relação entre massas
λ_n	- Autovalor
Ω_n	- Frequência natural
ρ	- Densidade
γ	- Massa específica do líquido
Φ^j	- Autovetores da matriz modal
$[\Phi]$	- Matriz modal
$[\hat{\Phi}]$	- Matriz modal truncada

LISTA DE ABREVIATURAS

AG	-	Algoritmos Genéticos
CAD	-	<i>Computer Aided Design</i>
FRF	-	Função Resposta em Frequência
GDL	-	Grau de Liberdade
LAVIBS	-	Laboratório de Vibrações e Som
PEG	-	Parâmetros Equivalentes Generalizados
TONL	-	Técnica de Otimização não Linear

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	17
1.1 OBJETIVO GERAL.....	19
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	19
2. ESTADO DA ARTE	20
2.1 Controle de vibrações por neutralizadores dinâmicos.....	20
2.2 Neutralizadores aplicados em estruturas de engenharia civil	22
3. REVISÃO DA LITERATURA.....	27
3.1 Fundamentos de vibração.....	27
3.1.1 Modelo equivalente de um grau de liberdade	28
3.1.2 Função Resposta em Frequência.....	29
3.2 Controle de vibrações	33
3.2.1 Sistema composto	35
3.2.2 Parâmetros equivalentes generalizados	37
3.2.3 Modelo de neutralizador hidráulico	40
3.2.4 Neutralizadores dinâmicos acoplados em sistemas primários complexos – Modelo Viscoso	43
3.2.5 Técnica de Otimização não linear.....	49
4. MATERIAIS E MÉTODOS.....	52
4.1 Modelo físico do sistema primário	52
4.2 Modelo numérico do sistema primário.....	54
4.3 Análise experimental do sistema primário.....	56
4.4 Projeto ótimo do neutralizador hidráulico	58
4.5 Dimensionamento e análise numérica do neutralizador hidráulico	60
4.6 Análise experimental do neutralizador hidráulico	62
4.7 Análise experimental do sistema composto	64

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES	67
5.1 Caracterização dinâmica do sistema primário.....	67
5.2 Parâmetros ótimos do neutralizador hidráulico	69
5.3 Análise numérica do neutralizador hidráulico	70
5.4 Análise experimental do neutralizador hidráulico	73
5.5 Investigação do amortecimento	74
5.6 Análise experimental do sistema composto	77
6. CONCLUSÃO.....	84
6.1 Conclusões gerais.....	84
6.2 Sugestões para trabalhos futuros	86
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	87

1. INTRODUÇÃO

A utilização de novos materiais de construção, o desenvolvimento das técnicas construtivas e a aplicação de métodos de análise estruturais mais eficientes, permitiram a construção de estruturas cada vez mais leves e esbeltas e consequentemente um aumento nos problemas de vibrações. A esbeltez de estruturas está intimamente relacionada à flexibilidade, sendo cada vez mais sensíveis a ações externas.

Em estruturas esbeltas, como prédios, forças induzidas pelo vento podem causar vibrações autoinduzidas elevadas, que podem provocar desconforto humano, prejudicar a integridade da estrutura ou levar ao colapso das mesmas. A natureza instável dos escoamentos provocados por rajadas de vento em torno de obstáculos como edifícios altos, pode resultar na separação do escoamento e, por vezes, em recirculações, produzindo assim pressões e, consequentemente, o desprendimento de vórtices. Os vórtices desprendidos pela passagem do vento sobre uma estrutura geram pressões alternadas, provocando vibrações de pequenas amplitudes na mesma. Porém, quando a frequência de desprendimento se aproxima de uma frequência natural da estrutura, a mesma pode provocar uma excitação autoinduzida. Este fenômeno é denominado como “lock-in”. Segundo Hu (2006), em estruturas com grandes dimensões laterais as frequências de excitação dos vórtices tendem a ser baixas, deixando, assim, os prédios esbeltos suscetíveis a elevados níveis de vibrações. Entre os fenômenos que provocam elevados níveis de vibração encontram-se a ressonância, autoexcitações e instabilidades dinâmicas, entre outros.

A ressonância é um fenômeno físico em que ocorre a transferência de energia de um sistema oscilante para outro. Isso ocorre em situações em que a frequência de excitação coincide com uma das frequências naturais do sistema ou estrutura, provocando aumentos elevados das amplitudes de vibração do mesmo (KÜSTER E SARTORI, 2011). Já as autoexcitações aparecem quando há interação entre um fluido e uma estrutura, como é o caso de excitações eólicas. Estas produzem grandes vibrações, uma vez que este tipo de fenômeno acontece naturalmente perto de uma das frequências características do sistema. Um dos exemplos mais clássicos de estrutura que foi autoexcitada pela ação do vento foi a Ponte Tacoma Narrows, localizada em Washington, nos Estados Unidos, a qual entrou em colapso em

novembro de 1940. A queda da ponte se deu devido a ação do vento a qual excitou a estrutura em uma de suas frequências naturais levando a mesma ao colapso.

Diante do efeito prejudicial das vibrações em estruturas, o estudo do controle das vibrações vem sendo bastante explorado. Assim, buscando diminuir estas vibrações perceptíveis ao conforto humano e prejudiciais ao bom funcionamento dos sistemas dos edifícios e/ou equipamentos instalados, torna-se fundamental a aplicação de métodos e dispositivos de controle. De acordo com Marra (2007) o controle de vibrações é o conjunto de medidas que visam manter a resposta dinâmica de um sistema estrutural abaixo dos níveis máximos considerados permitidos. Segundo Espindola (1997), algumas técnicas básicas utilizadas para reduzir as vibrações a níveis aceitáveis são:

1. Atuar sobre a força de excitação, eliminando-a, reduzindo sua amplitude e/ou alterando a sua frequência;
2. Atuar sobre a estrutura, variando seus parâmetros dinâmicos (massa, rigidez e amortecimento);
3. Acoplar um sistema auxiliar (sistema secundário) ao sistema principal ou primário, procurando reduzir a vibração e seus efeitos.

Ao sistema auxiliar dá-se o nome de neutralizador dinâmico de vibrações ou absorvedor dinâmico de vibrações. Estes sistemas auxiliares são fixados ao sistema principal, com o propósito de reduzir ou controlar as vibrações, aplicando forças de reação e/ou dissipação da energia vibratória.

Partindo da premissa de que o controle de vibrações é de fundamental importância para a saúde estrutural dos edifícios e estruturas em geral, quando expostos a algum dos fenômenos acima mencionados, o trabalho proposto tem como objetivo projetar e avaliar numérica e experimentalmente a eficiência de um modelo de dispositivo de controle passivo, sendo ele, um neutralizador hidráulico aplicado a um modelo em escala de um prédio, o qual estará representando as estruturas de baixa frequência.

O dispositivo de controle passivo do tipo hidráulico consiste em um reservatório de líquido, o qual é rigidamente conectado à estrutura que se deseja controlar, tendo assim capacidade de dissipar a energia vibratória indesejada através do movimento do seu líquido. Este tipo de dispositivo tem seu funcionamento em regime ideal quando a excitação atinge níveis de valores específicos, por exemplo, determinadas faixas de

frequência de excitação do vento, as quais tendem a ser baixas, deixando a estrutura susceptível a elevados níveis de vibração.

Dentre as possíveis técnicas de controle de vibrações, o controle passivo apresenta-se atrativo pelo fato de não necessitar de fontes externas de energia para funcionar, além de possuir uma solução interessante em termos de confiabilidade, custo-benefício, montagem e simples manutenção.

1.1 OBJETIVO GERAL

Projetar de forma ótima, estudar o comportamento dinâmico e construir um neutralizador dinâmico hidráulico para controle de vibrações de baixa frequência em prédios esbeltos.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Os objetivos específicos desse projeto são:

1. Estudar e compreender a dinâmica do sistema primário numérica e experimentalmente (prédio esbelto em escala);
2. Modelar numericamente e obter os parâmetros modais do sistema primário, tais como suas frequências naturais e seus respectivos modos de vibração, usando um *software* comercial de elementos finitos;
3. Revisar os conceitos de Parâmetros Equivalentes Generalizados (PEG's) para neutralizador dinâmico hidráulico,
4. Projetar de forma ótima o neutralizador dinâmico a partir de técnicas de otimização não linear;
5. Avaliar a efetividade do projeto via simulação numérica utilizando um *software* comercial de elementos finitos;
6. Construção e avaliação experimental do neutralizador hidráulico e do sistema composto (prédio com o neutralizador).

2. ESTADO DA ARTE

Nesta seção, inicialmente é feita uma rápida abordagem da problemática que envolve a vibração causada pela ação do vento em estruturas esbeltas. Visando sanar essa adversidade são citados meios de controle, dando ênfase para o uso de neutralizadores dinâmicos de vibração, citando os tipos e aplicações dos mesmos. Em um segundo momento é feita uma abordagem dos trabalhos relacionados aos temas mais relevantes para o trabalho em questão.

2.1 Controle de vibrações por neutralizadores dinâmicos

O avanço da engenharia tem possibilitado o projeto de estruturas cada vez mais complexas, que requerem altos níveis de confiança para a utilização de coeficientes de segurança menores, explorando ao máximo o seu potencial estrutural e, em geral, tornando-as mais esbeltas, leves, flexíveis e menos amortecidas. Estes fatores provocam um aumento da suscetibilidade da estrutura a problemas de vibrações, demandando avanços conjuntos na área de controle de vibrações.

Das ações dinâmicas ambientais que atuam em estruturas de edifícios altos, a mais frequente é o vento, que origina forças de arrasto e vorticidades, associadas a bandas estreitas de baixa frequência (SOUZA, 2003). Assim, as amplitudes indesejáveis de oscilações laterais ocorrem em estruturas muito flexíveis com baixas frequências naturais, provocando problemas de conforto e até mesmo de segurança estrutural.

Para atenuar as amplitudes das oscilações indesejadas, a primeira questão a ser explorada no controle de vibrações é tentar alterar a fonte de excitação, de modo que ela produza menos vibração (RAO, 2008). Porém, atuar sobre a fonte de excitação é, em alguns casos, inviável ou impossível, como ocorre em excitações naturais (excitações eólicas).

Diante desse problema, uma alternativa adicional que vem sendo bastante explorada no controle de vibrações é o acoplamento de um sistema auxiliar (sistema secundário) ao sistema principal ou primário, procurando minimizar os níveis de vibrações.

O controle de vibrações pode ser feito através de técnicas de controle passivo, ativo, semi-ativo e controle híbrido o qual resulta da combinação adequada destas

técnicas. As técnicas de controle passivo baseiam-se na utilização de dispositivos que não necessitam de qualquer fonte de energia externa para exercerem a ação de controle, sendo as que mais têm sido implementadas na Engenharia Civil, com particular ênfase na Engenharia Sísmica (MOUTINHO, 2007). Além disso, comparativamente com outras técnicas, possui uma solução interessante em termos de confiabilidade, custo-benefício, montagem e manutenção simples.

Entre os dispositivos mais comuns do controle passivo de vibração encontram-se os sistemas de isolamento, os neutralizadores dinâmicos de vibração, os neutralizadores viscoelásticos e *constrained layers*.

Uma das vantagens da utilização de neutralizadores dinâmicos no controle de vibrações é que estes oferecem uma solução eficiente, sem a realização de alterações estruturais no sistema primário propriamente dito (visto que os neutralizadores atuam como um sistema auxiliar) e também sem a alteração da fonte de vibração (RODRIGUES, 2016).

Os neutralizadores dinâmicos são sistemas ressonantes simples, que ao serem fixados a um sistema ou estrutura mecânica (sistema primário) reduzem os níveis de vibrações à valores aceitáveis, aplicando forças de reação e/ou dissipação de energia vibratória (ESPÍNDOLA e SILVA, 1992). Na ausência de amortecimento, via de regra, esses dispositivos de controle recebem a nomenclatura de neutralizadores dinâmicos massa-mola ou MK. Se for introduzido um elemento dissipador de energia, por exemplo um amortecedor viscoso, estes dispositivos são denominados massa-mola-amortecedor ou simplesmente MCK (CECCON, 2008). Se os elementos de mola e amortecedor são substituídos por um elemento viscoelástico, o neutralizador pode-se chamar neutralizador dinâmico viscoelástico, ou NDV. Um neutralizador MK possui uma eficiência elevada em uma faixa estreita de frequências ao redor da frequência natural dele. Já um neutralizador MCK ou NDV, pela introdução de amortecimento, possui sua eficácia menor, mas atua em uma banda ampla de frequências. A eficácia de um neutralizador deve ser tratada com cuidado, pois, em alguns casos, uma eficácia muito grande pode gerar problemas de fadiga, tanto no sistema primário quanto no próprio dispositivo de controle (AMARAL, 2015).

A ação dos neutralizadores dinâmicos se baseia no fato de que um sistema, em geral, apresenta uma impedância mecânica muito baixa ao redor de suas frequências naturais (RODRIGUES, 2016). Dessa forma, os neutralizadores são projetados de forma a injetar no sistema uma elevada impedância mecânica,

reduzindo, na banda de frequência de interesse, onde uma ou várias frequências naturais estão presentes, as vibrações indesejadas (BAVASTRI et al. 2007).

Um dos pioneiros a aplicar dispositivos para suprimir vibrações foi Frahm (1909), quando inventou um dispositivo de controle de vibrações chamado absorvedor de vibrações. Isso só foi efetivo quando a frequência natural do absorvedor foi ajustada a uma frequência próxima da frequência de excitação. Durante anos, vários tipos de neutralizadores dinâmicos foram desenvolvidos, assim como vários modelos matemáticos para prever o seu comportamento. Ormondroyd e Den Hartog (1928) mostraram que ao introduzir amortecimento no absorvedor de vibrações de Frahm (1909), seu desempenho podia ser melhorado. O modelo estudado por Den Hartog (1956), e apresentado por vários autores como Snowdon (1968), Harris e Crede (1976), Hunt (1979), foi um neutralizador dinâmico com um grau de liberdade (MCK), aplicado a um sistema primário também de um grau de liberdade. Nessa análise, considerou-se o sistema primário sem amortecimento e o neutralizador com amortecimento viscoso. O propósito desses estudos foi encontrar os parâmetros ótimos do neutralizador (massa, rigidez e amortecimento viscoso) para minimizar a vibração do sistema primário.

Segundo Bavastri et al. (2007), existem diversos tipos de neutralizadores do ponto de vista da sua construção física e cada um destes dispositivos possui uma aplicação bem característica. No controle de vibrações em prédios e estruturas esbeltas são utilizados, por exemplo, neutralizadores hidráulicos e/ou pendulares, devido às baixas frequências e às grandes massas envolvidas. Neutralizadores eletromecânicos, podem ser empregados em dispositivos nos quais é necessária uma boa adaptabilidade, já que seria possível variar suas características dinâmicas através dos seus parâmetros elétricos RLC. Já, com os neutralizadores dinâmicos viscoelásticos é possível obter dispositivos de diversos tamanhos, a partir de gramas até toneladas. A versatilidade na construção prática junto à grande dissipação de energia obtida pelas características do material viscoelástico permitem seu emprego em diversas aplicações.

2.2 Neutralizadores aplicados em estruturas de engenharia civil

A partir da década de 60, iniciou-se a aplicação de neutralizadores dinâmicos em estruturas de engenharia civil e foram instalados muitos desse sistema de controle

em edifícios altos, pontes, torres e chaminés industriais para o controle de vibrações devido às cargas de vento. A partir daí vários trabalhos sobre neutralizadores dinâmicos, aplicados no controle da vibração induzidas pelo vento em edifícios, foram realizados. Tais análises fazem uma estimativa da redução de vibração provocada pela utilização de diferentes tipos de sistema de controle, seguindo várias estratégias diferentes.

A viabilidade do uso de neutralizadores viscoelásticos na redução de vibrações induzidas pelo vento e por terremotos em edifícios em geral, foram estudados por vários autores. Entre eles, citam-se: Zhang et al. (1989), Aiken et al. (1990), Soong e Mahmoodi (1990), Chang et al. (1992), Oh et al. (1992), Kirekawa et al. (1992), Zhang e Soong (1992).

A utilização de neutralizadores pendulares para controle de vibrações induzidas pelo vento, também foi objeto de estudo para diversos autores. Alvarenga (1994) utilizou neutralizadores pendulares viscoelásticos para controle de vibrações sobre um modelo reduzido de prédio industrial, a fim de controlar seu primeiro modo. Orlando (2006) propôs um neutralizador pendular para controle de vibração em uma torre esbelta sujeita a um dado carregamento harmônico senoidal para representar, de maneira simplificada, a ação do vento. Zuluaga (2007) estudou a eficiência de um neutralizador do tipo pêndulo na redução dos deslocamentos, velocidades e acelerações de uma estrutura submetida a excitações aleatórias. Oliveira (2012) avaliou a eficiência do neutralizador dinâmico do tipo pêndulo, aplicados à redução de vibração em edificações altas sujeitas a ações ambientais aleatórias.

Entre os dispositivos de controle passivo utilizados no controle de vibração devido a excitações naturais está o neutralizador hidráulico. Tal dispositivo consiste em um reservatório de água que usa a energia do movimento do líquido para reduzir a resposta dinâmica da estrutura durante a excitação.

Na década de 80 os neutralizadores hidráulicos passaram a ser estudados no campo da engenharia civil com o objetivo de reduzir oscilações de estruturas sujeitas a ação do vento (MODI et al, 1995). Sakai e Takeda (1989) foram um dos pioneiros a aplicar o neutralizador hidráulico a edifícios altos e estruturas esbeltas para reduzir as vibrações induzidas pelo vento. Após isso, o neutralizador hidráulico foi objeto de estudo para diversos autores.

Balendra et al. (1995) estudaram a eficácia de neutralizadores hidráulicos para o controle de vibração em torres. Chang e Hsu (1997) estudaram o desempenho e a

eficácia de um neutralizador hidráulico no controle de vibrações induzidas pelo vento de um edifício. Para o estudo, o movimento do edifício foi modelado como um sistema de um único grau de liberdade. Ghosh e Basu (2004) realizaram estudos numéricos de um neutralizador hidráulico conectado à estrutura primária (modelada como um sistema linear, amortecido com um grau de liberdade), através de um sistema mola-amortecedor para o controle de vibração sísmica. Hochrainer (2005), Hochrainer e Ziegler (2006) apresentaram soluções ótimas para controlar a vibração de um sistema com múltiplos graus de liberdade excitado por rajadas de vento ou por terremotos usando múltiplos neutralizadores hidráulicos. Jin et al. (2007) realizaram um estudo numérico e experimental sobre os neutralizadores hidráulicos para controlar a resposta sísmica de uma plataforma offshore. Al-Saif et al. (2011) propuseram uma versão modificada do neutralizador hidráulico aplicado no controle de vibração de estruturas submetidas a vibração em baixas frequências. A proposta consistia em um neutralizador hidráulico equipado com uma esfera rolante revestida de aço imersa dentro da coluna horizontal do sistema de controle. Segundo os autores, o movimento da esfera funciona como um orifício móvel, o qual perturba o fluxo de forma a melhorar o desempenho do dispositivo no controle de vibrações. Para o estudo, um modelo de um único grau de liberdade foi utilizado para simular a vibração da estrutura. Foram realizadas simulações numéricas, onde os resultados utilizando o sistema de controle de versão modificada foram comparados com resultados utilizando uma versão tradicional, mostrando assim resultados satisfatórios na redução de vibração.

Shad et al. (2013) fizeram um estudo numérico e experimental a fim de avaliar a efetividade de um neutralizador hidráulico acoplado em uma estrutura de aço reduzida em escala quando submetido a cargas sísmicas e carga harmônica. A eficácia do neutralizador foi avaliada na redução da aceleração e da resposta de deslocamento da estrutura. O software de elementos finitos ANSYS® foi utilizado para simular o fluido, a estrutura e as interações entre eles. A análise experimental se deu fazendo uso de uma mesa vibratória, a qual era capaz de vibrar a estrutura em duas direções simultaneamente. Os resultados obtidos numericamente mostraram uma boa correlação com os resultados experimentais. Os autores concluíram que o neutralizador hidráulico reduz a resposta vibratória da estrutura sob excitação sísmica e carga senoidal.

Rozas et al. (2015) propuseram um neutralizador hidráulico bidirecional para controlar a resposta sísmica das estruturas. O dispositivo de controle proposto atua

como dois neutralizadores hidráulicos independentes e ortogonais, mas devido a sua configuração requer menos líquido do que dois neutralizadores hidráulicos independentes. Para o estudo em questão, primeiramente assumiu-se a estrutura primária com dois graus de liberdade, supostamente excitada por uma aceleração de base considerada como um processo aleatório de ruído branco. Foram realizadas análises numéricas para verificar a eficácia e precisão das equações e procedimentos de projeto propostos, dessa forma, os parâmetros de projeto ótimo do neutralizador foram obtidos para minimizar a resposta vibratória da estrutura primária. Por fim, os autores projetaram um dispositivo para controlar a resposta sísmica de um modelo de seis graus de liberdade.

Cammelli et al. (2016) realizaram um estudo visando reduzir as acelerações induzidas pelo vento em um prédio residencial de 42 andares, aplicando dois neutralizadores hidráulicos idênticos. Foram realizadas análises numéricas com dados reais da estrutura usando *Computational Fluid Dynamics*, e análises experimentais em mesa vibratória empregando um modelo físico de escala 1:20. Resultados mostraram que com a aplicação dos dois dispositivos de controle foi alcançado um aumento de cerca de 30% do amortecimento total do sistema, melhorando assim a resposta estrutural em relação a excitação do vento. Essa melhoria fez o edifício, atender as normas e critérios de ocupação definidos para projeto.

Altunisik et al. (2017) estudaram o desempenho de neutralizadores hidráulicos, instalados em um protótipo de uma estrutura de aço exposta a movimentos do solo com diferentes direções de excitação. Foram realizadas análises numéricas, através de elementos finitos, e experimentais, através de ensaios em mesa vibratória. A avaliação da efetividade do sistema de controle se deu a partir da comparação dos resultados obtidos com e sem o neutralizador hidráulico acoplado na estrutura de aço. De acordo com o estudo, o amortecimento estrutural aumentou com a instalação do neutralizador hidráulico, assim, o uso do sistema de controle passivo diminuiu significativamente a resposta dinâmica da estrutura.

Procurando generalizar o problema de projeto ótimo e a teoria de controle de vibrações feita por neutralizadores dinâmicos, Espíndola e Silva (1992) apresentaram o conceito de parâmetros equivalentes generalizados. Tais parâmetros permitem representar a dinâmica do sistema composto (sistema primário + neutralizadores), apenas em função das coordenadas generalizadas do sistema primário, apesar dos

graus de liberdade extras introduzidos pelos neutralizadores. Desta forma, o sistema composto pode ser modelado no espaço modal, através da transformação de coordenadas generalizadas em coordenadas principais. Para isto, é necessário o conhecimento dos parâmetros modais do sistema primário, os quais podem ser obtidos pela via numérica ou experimental. Com as equações escritas em coordenadas principais, podem-se manter apenas aquelas correspondentes à faixa de frequência onde o problema de vibração reside. Com isso, passa-se a trabalhar no subespaço modal do sistema primário, com um mínimo de equações.

Escrevendo a dinâmica do sistema composto em um subespaço modal do sistema primário, restando apenas algumas equações relacionadas com os modos a controlar na faixa de frequência de interesse, Espíndola e Bavastri (1995) e Bavastri (1997) mostraram ser possível, através de técnicas de otimização não-linear, minimizar a resposta vibratória do sistema primário, em uma certa banda de frequências de interesse. Como resultado, se obtém os parâmetros físicos ótimos dos neutralizadores. Desta forma, consegue-se obter um neutralizador ótimo para uma banda de frequências na qual se deseja controlar vibrações num sistema linear.

Assim, resulta interessante apresentar neste trabalho a implementação de uma metodologia, embasada no conceito de parâmetros equivalentes generalizados, para o projeto de um neutralizador hidráulico, com o intuito de mostrar a eficácia do dispositivo no controle de vibrações de baixa frequência.

3. REVISÃO DA LITERATURA

Neste capítulo são apresentados conceitos e teorias que permitem compreender o procedimento selecionado para o projeto e avaliação do sistema de controle de vibrações. Modelos de um grau de liberdade estendidos para n -graus de liberdade são analiticamente descritos, juntamente com seus parâmetros relevantes para o controle de vibrações. Os parâmetros equivalentes generalizados (PEG) são apresentados como a modelagem selecionada para a referida análise. Para a seleção dos parâmetros ótimos para projeto do sistema de controle é descrita a técnica de otimização não linear.

3.1 Fundamentos de vibração

Um sistema vibratório é um sistema dinâmico para o qual as variáveis tais como excitação (causa/entrada) e resposta (efeito/saída) são dependentes do tempo. A resposta de um sistema vibratório depende, geralmente, das condições iniciais, das ações externas e de suas características mecânicas. Assim, faz-se necessário estabelecer um procedimento de análise que permita o entendimento das influências de cada um desses fatores.

O procedimento geral é o que começa com o estabelecimento de um modelo físico, determinação das equações diferenciais que governam o movimento (modelo matemático), solução das equações e interpretação dos resultados.

Como a maioria dos sistemas de vibração são bastante complexos, torna-se difícil contabilizar todos os detalhes em uma modelagem matemática, dessa forma, apenas as principais características são consideradas na análise para prever seu comportamento sob entradas específicas.

A modelagem matemática visa representar todos os aspectos importantes de um sistema para obter as equações que regem seu comportamento. Ela deve incluir detalhes suficientes para que seja possível descrever o comportamento do sistema em termos de equações com um nível satisfatório de complexidade.

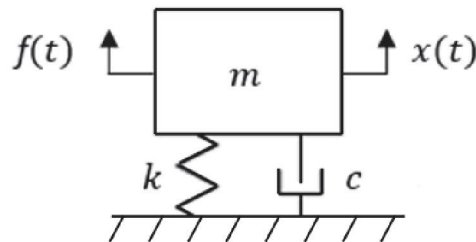
3.1.1 Modelo equivalente de um grau de liberdade

Sistemas de um grau de liberdade (GDL) são aqueles cuja dinâmica do movimento é completamente descrita utilizando uma única coordenada física. O modelo mais simples foi primeiramente estudado por Den Hartog (1956).

Muitos sistemas mecânicos lineares podem ser modelados por meio de um modelo equivalente massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade. Sendo assim, é necessário obter a equação de movimento que rege o sistema em destaque. O método mais usual é a construção do diagrama de corpo livre, aplicando a segunda lei de Newton para um sistema dinâmico (HIBBELER, 2011).

Um sistema de um GDL possui apenas uma frequência natural ou de ressonância (frequência na qual o sistema responde com grandes amplitudes quando excitado).

FIGURA 1 - SISTEMA MASSA-MOLA-AMORTECEDOR COM UM GRAU DE LIBERDADE.



FONTE: A autora (2018).

A FIGURA 1 apresenta um sistema simples massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade, cuja equação de movimento é dada por:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = f(t), \quad (1)$$

onde $f(t)$ é a excitação externa, $\ddot{x}(t)$, $\dot{x}(t)$, $x(t)$ são, respectivamente, a aceleração, a velocidade e o deslocamento e $m, c, e k$ são, respectivamente, os coeficientes de massa, amortecimento e rigidez do sistema.

Considerando a excitação e resposta permanente do tipo harmônicas, pode-se representar o deslocamento x e a força f , usando o modelo de exponenciais complexas:

$$x(t) = X(\Omega)e^{i\Omega t} \quad \text{e} \quad f(t) = F(\Omega)e^{i\Omega t}. \quad (2)$$

Assumindo somente a parte real da forma complexa, e substituindo as expressões de (2) na Eq. (1), pode-se reescrever a equação do movimento para um sistema de um grau de liberdade no domínio da frequência como:

$$[-\Omega^2 m + i\Omega c + k]X(\Omega) = F(\Omega). \quad (3)$$

3.1.2 Função Resposta em Frequência

A Função Resposta em Frequência (FRF) contém as características dinâmicas do sistema. O conhecimento dessa função é importante tanto na etapa de projeto em si, como também para a qualificação do sistema. A FRF é obtida pela razão entre a resposta e a excitação do sistema. Existem diferentes tipos de FRF, a saber: a receptância, $H(\Omega)$, quando se relaciona deslocamento com força, mobilidade, $Y(\Omega)$, quando se relaciona velocidade com força, a inertância, $S(\Omega)$, quando a relação se dá entre a aceleração e a força, todas estas relações obtidas no domínio da frequência.

Os parâmetros modais de um sistema (frequência natural, modos de vibrar e fator de amortecimento) podem ser extraídos a partir dessas funções medidas experimentalmente, o que se conhece como análise modal experimental, ou via um *software* comercial de elementos finitos, análise modal numérica.

Matematicamente, as FRF's podem ser obtidas através da equação de movimento do sistema. Dessa forma, tendo-se definida a equação do movimento no domínio da frequência (Eq. 3), para um modelo de um grau de liberdade, é possível definir a função resposta em frequência do sistema a partir de:

$$X(\Omega) = \frac{1}{[-\Omega^2 m + i\Omega c + k]} F(\Omega), \quad (4)$$

ou,

$$X(\Omega) = H(\Omega)F(\Omega) \quad (5)$$

onde,

$$H(\Omega) = \frac{1}{[-\Omega^2 m + i\Omega c + k]} \quad (6)$$

sendo $H(\Omega)$ a “Receptância”.

Analogamente, as funções Mobilidade e Inertância são dadas por:

$$Y(\Omega) = \frac{i\Omega X(\Omega)}{F(\Omega)} = \frac{i\Omega}{[-\Omega^2 m + i\Omega c + k]} \quad (7)$$

e

$$S(\Omega) = \frac{-\Omega^2 X(\Omega)}{F(\Omega)} = \frac{-\Omega^2}{[-\Omega^2 m + i\Omega c + k]}. \quad (8)$$

Por outro lado, para sistemas de um grau de liberdade, as inversas dessas funções são: rigidez dinâmica, impedância mecânica e massa dinâmica. Tais funções são dadas, respectivamente, por:

$$K(\Omega) = \frac{F(\Omega)}{X(\Omega)} = -\Omega^2 m + i\Omega c + k, \quad (9)$$

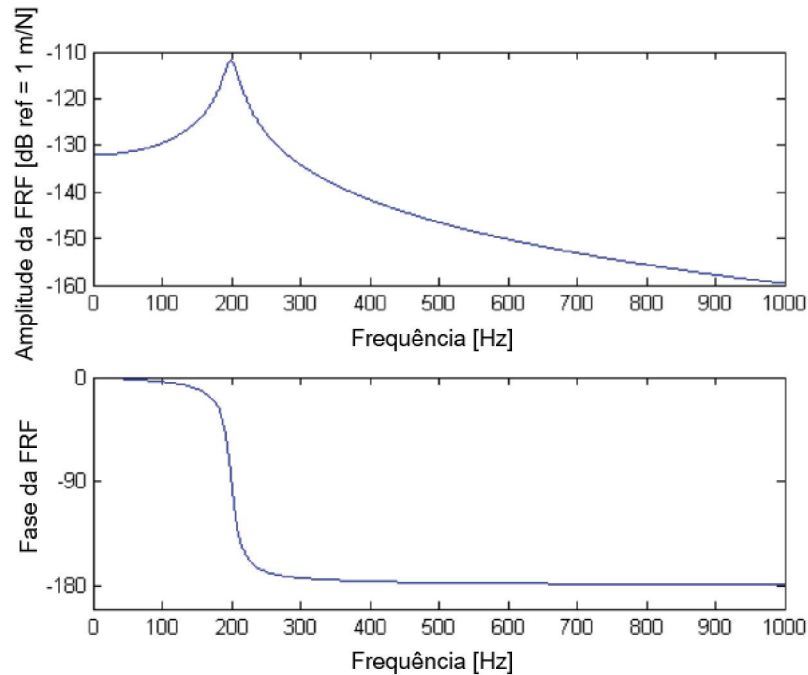
$$Z(\Omega) = \frac{F(\Omega)}{i\Omega X(\Omega)} = \frac{-\Omega^2 m + i\Omega c + k}{i\Omega} \quad (10)$$

e

$$M(\Omega) = \frac{F(\Omega)}{-\Omega^2 X(\Omega)} = \frac{-\Omega^2 m + i\Omega c + k}{-\Omega^2}. \quad (11)$$

Como as funções acima mencionadas são complexas, elas podem ser representadas em gráficos de amplitude e fase denominados Diagrama de Bode. A FIGURA 2 mostra os respectivos gráficos para a curva de Receptância.

FIGURA 2 - DIAGRAMA DE BODE (AMPLITUDE E FASE DA RECEPTÂNCIA)

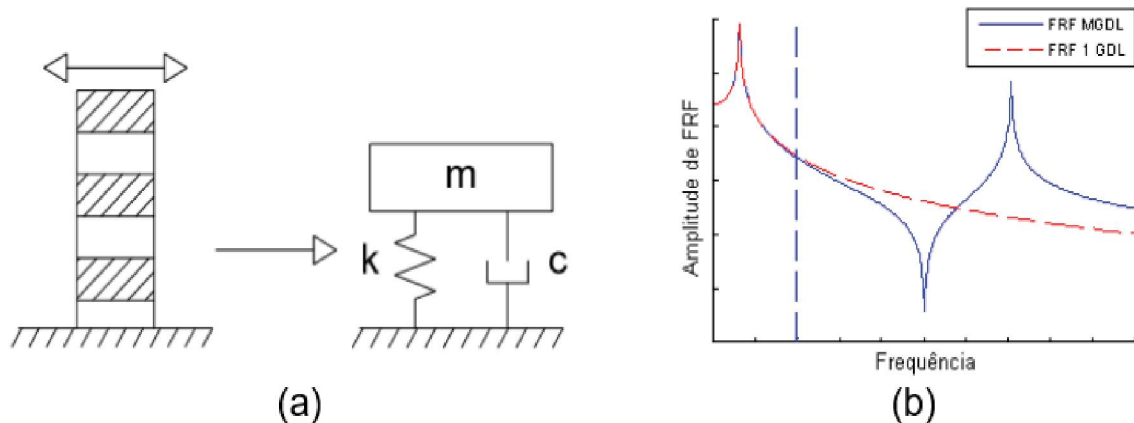


FONTE: Adaptado de Rodrigues (2016).

As equações descritas anteriormente, representam de um modo geral as características dinâmicas de um sistema com um grau de liberdade. Nestas, m , c , e k se reduzem a valores escalares. Porém, tendo em vista que na maioria das vezes se trabalha com sistemas reais, faz-se necessário estender essa equação para um sistema com múltiplos graus de liberdade (MGDL). Isso é feito substituindo as constantes de massa, amortecimento e rigidez por matrizes $n \times n$ dadas respectivamente por $[M]$, $[C]$ e $[K]$, tornando um sistema de equações diferenciais.

Mesmo em casos em que a existência de múltiplos graus de liberdade (MGDL) é evidente, a representação por um único grau de liberdade pode ser realizada, dependendo da aplicação e da região de interesse. Na FIGURA 3, por exemplo, o sistema possui múltiplas frequências naturais, porém, se a região de interesse for uma faixa em torno da primeira frequência natural, o sistema pode ser abordado como possuindo um GDL, sem perda da generalidade.

FIGURA 3 - SIMPLIFICAÇÃO DE UM SISTEMA COMPLEXO PARA UM SISTEMA COM 1 GDL



FONTE: Rodrigues (2016).

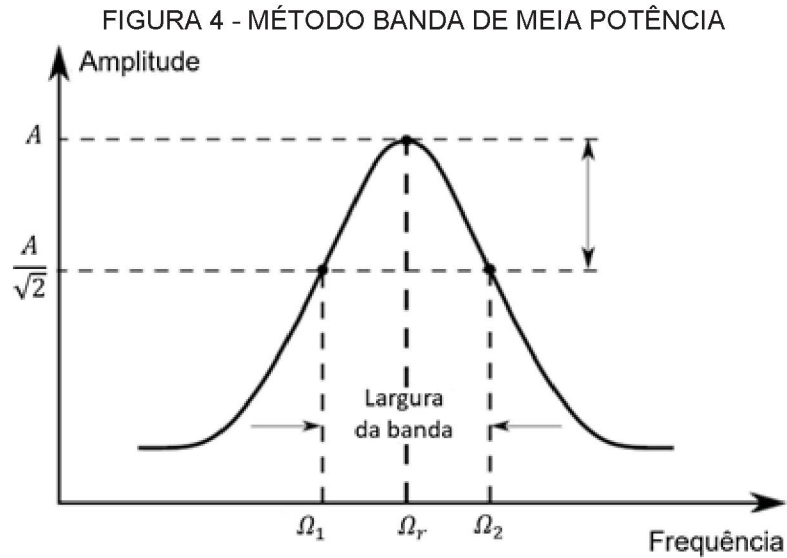
A FIGURA 3 a) mostra a representação do modelo simplificado e a FIGURA 3 b) aponta a amplitude, em módulo da FRF correspondente.

É possível obter informações importantes a partir dos gráficos mostrados na FIGURA 2. Por exemplo, no gráfico da magnitude, o máximo ocorre em uma frequência em que o sistema responde com uma resposta muito grande, mesmo quando sob uma pequena força de entrada. Na mesma frequência é possível observar uma variação de πrad na fase. Essa frequência é denominada frequência de ressonância e é uma boa aproximação da frequência natural para sistemas com baixo amortecimento.

Em geral, quando o pico da FRF é estreito e elevado, o sistema possui baixo amortecimento. Para estes casos, a FRF pode ser usada para estimar o amortecimento através do método da banda de meia potência.

O método da banda de meia potência é um método de um grau de liberdade para fazer estimativas locais de frequência modal e do amortecimento. O método é baseado na observação que a resposta do sistema atinge um ponto de máxima amplitude (pico) próximo a frequência natural (MASOTTI, 2013). O valor de frequência onde o valor extremo é observado é chamado de frequência de ressonância Ω_r , conforme pode ser observado na FIGURA 4.

O amortecimento pode ser estimado encontrando-se os pontos de meia potência, representados por Ω_1 e Ω_2 , onde o valor máximo de amplitude da FRF representado esquematicamente por A , reduz-se para $\frac{A}{\sqrt{2}}$ (em uma escala linear) conforme a FIGURA 4.



FONTE: Adaptado de Masotti (2013).

Numa escala logarítmica, a diminuição da amplitude é uma variação de aproximadamente -3dB da amplitude máxima. Assim, o amortecimento viscoso está relacionado como:

$$\zeta \approx \frac{\Delta\Omega}{2\Omega_r} \approx \frac{\Omega_2 - \Omega_1}{2\Omega_r}. \quad (12)$$

Se uma estrutura estiver excitada em ou próximo a uma das frequências de pico, a resposta da estrutura por unidade de força de entrada será grande. Por outro lado, se a estrutura for excitada em ou próximo às frequências de antirressonância, a resposta estrutural será muito pequena por unidade de força de entrada.

3.2 Controle de vibrações

Para o projeto de controle de vibrações, compreender o comportamento dinâmico da estrutura e o tipo de excitação é necessário para desenvolver uma solução eficaz. Isso inclui a identificação da fonte, a natureza e a direção da vibração, o caminho pelo qual a energia da vibração se propaga e seu conteúdo de frequência.

Os métodos de controle passivo dependem da faixa de frequência de interesse e do comportamento dinâmico do sistema a controlar. Basicamente, este método

realiza uma modificação estrutural no sistema primário de modo que o mesmo se torne menos susceptível às excitações naturais, auto excitações ou instabilidades dinâmicas. As mudanças são realizadas como mudanças estruturais básicas ou através da adição de elementos como massas, molas, amortecedores de fluido ou borrachas amortecidas, que reagem em oposição à resposta imposta sobre eles pela vibração e dissipam energia. Nos métodos de controle passivo nenhuma energia adicional externa é necessária para redução da resposta vibratória do sistema.

Os sistemas de controle ativo possuem normalmente um custo mais elevado que os métodos passivos. Eles são constituídos basicamente por uma fonte de energia, sensores, unidade de controle e atuadores (FULLER et al. 1997). A unidade de controle (controlador) recebe as informações do comportamento dinâmico do sistema mecânico que se deseja controlar através dos sensores e, por meio de um programa computacional específico, determina e encaminha as ações executadas pelos atuadores. Os atuadores são responsáveis pela injeção adicional de energia no sistema mecânico, produzindo uma ação de interferência destrutiva. A fonte de energia alimenta os diversos elementos presentes no sistema de controle. Todos os componentes que constituem o sistema ativo devem ser mantidos adequadamente, e isso gera um custo extra que só é justificável para sistemas cuja vibração não pode ser controlada por sistemas passivos.

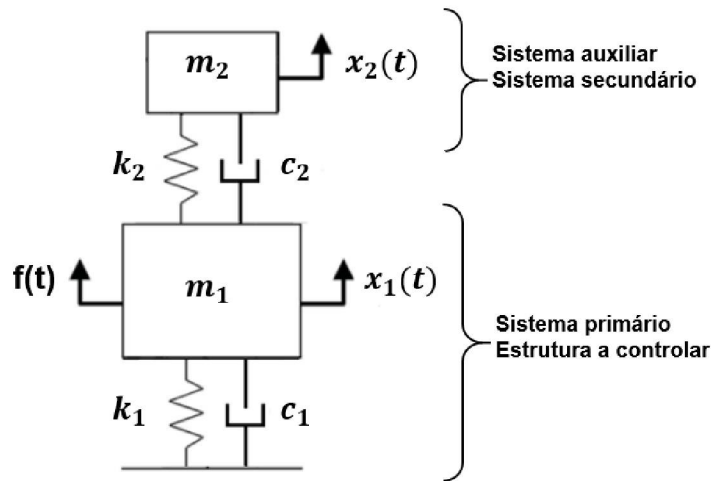
Em termos práticos, o método utilizado para resolver um problema de vibração deve ser selecionado visando a solução mais simples e, ainda, eficaz. Algumas abordagens para solucionar problemas relacionados com altos níveis de vibração podem ser adotados, entre eles está o acoplamento de um sistema auxiliar ou secundário ao sistema onde reside o problema de vibração. A esse sistema auxiliar dá-se o nome de neutralizador dinâmico de vibração. Tal dispositivo consiste em uma combinação de massas, molas e unidades amortecedoras em uma dimensão final muito menor que a dimensão da estrutura principal, mas com grande influência na sua resposta. A quantidade de amortecimento presente no dispositivo auxiliar determina o quão estreita ou larga é a banda de frequência na qual o dispositivo atua. O local onde o dispositivo é conectado ao sistema a ser controlado também tem um papel importante em sua eficácia, e para o sistema linear, o modelo modal deve ser conhecido para definir a posição do neutralizador.

3.2.1 Sistema composto

Sistema composto é definido como a junção dos sistemas primário (sistema a controlar) e secundário ou auxiliar (dispositivo de controle) (BAVASTRI, 1997).

No caso de sistema primário simples (um grau de liberdade) e sistema auxiliar também simples, o sistema composto terá dois graus de liberdade como mostrado na FIGURA 5. O estudo desse sistema fornece os conceitos básicos sobre neutralizadores dinâmicos simples fixados em sistemas de um grau de liberdade.

FIGURA 5 - SISTEMA COM DOIS GRAUS DE LIBERDADE



FONTE: A autora (2018).

Para sistemas, por exemplo, com dois GDL, tal como representado esquematicamente na FIGURA 5, a equação de movimento pode ser determinada através do diagrama de corpo livre correspondente aplicando a segunda lei de Newton. Assim, realizando o somatório de forças para a massa do sistema primário e para a massa do neutralizador, obtém-se respectivamente:

$$m_1 \ddot{x}_1(t) + c_1 \dot{x}_1(t) + (k_1 + k_2)x_1(t) + c_2(\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t)) - k_2x_2(t) = f(t), \quad (13)$$

e

$$m_2 \ddot{x}_2(t) + c_2(\dot{x}_2(t) - \dot{x}_1(t)) + k_2(x_2(t) - x_1(t)) = 0. \quad (14)$$

Aplicando a transformada de Fourier nas Eqs. (13) e (14), obtém-se:

$$[-\Omega^2 m_1 + i\Omega c_1 + k_1 + k_2 + i\Omega c_2]X_1(\Omega) - [i\Omega c_2 + k_2]X_2(\Omega) = F(\Omega), \quad (15)$$

$$-[i\Omega c_2 + k_2]X_1(\Omega) + [-\Omega^2 m_2 + k_2 + i\Omega c_2]X_2(\Omega) = 0. \quad (16)$$

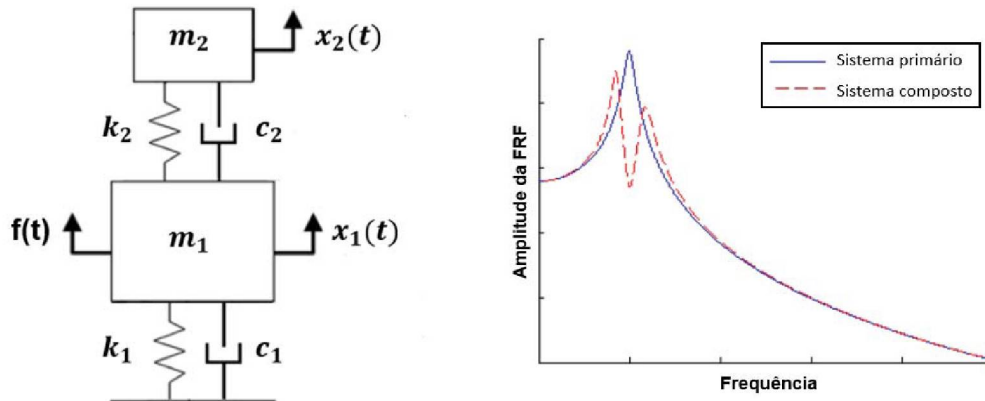
Da Eq. (16) pode-se escrever o deslocamento do sistema secundário em função do deslocamento do sistema primário e, substituindo este na Eq. (15), obtém-se:

$$\begin{aligned} H_{11}(\Omega) &= \frac{X_1(\Omega)}{F(\Omega)} = \\ &= \left[\frac{(-\Omega^2 m_2 + k_2 + i\Omega c_2)}{(-\Omega^2 m_1 + i\Omega(c_1 + c_2) + (k_1 + k_2))(-\Omega^2 m_2 + k_2 + i\Omega c_2) - (-\Omega^2 c_2^2 + k_2^2 + i(2\Omega c_2 k_2))} \right]. \end{aligned} \quad (17)$$

A relação $\frac{X_1(\Omega)}{F(\Omega)}$ é a receptância, $H_{11}(\Omega)$. Importante notar que esta função não é única no caso de sistemas que possuem dois graus de liberdade. $H_{11}(\Omega)$ é uma das componentes de uma matriz de função resposta em frequência, sendo corretamente definida como a resposta no sistema primário quando excitado nele próprio. Para caracterizar de forma completa o sistema, é necessário obter a resposta do sistema primário quando excitado no secundário e a resposta do sistema secundário quando excitado também no sistema secundário, uma vez que a matriz é simétrica para este tipo de problema. Como o interesse é a resposta do sistema primário apenas para seu posterior controle, as demais respostas em frequência podem ser omitidas.

Analisando a Eq. (17), observa-se que a amplitude da resposta do sistema primário é minimizada na faixa de frequências em torno da frequência natural do neutralizador. Isso pode ser verificado na FIGURA 6, que mostra a amplitude da função resposta em frequência para um sistema primário de um GDL com um neutralizador de um GDL acoplado e sintonizado.

FIGURA 6 - REPRESENTAÇÃO DE UM SISTEMA COM DOIS GRAUS DE LIBERDADE E A FRF CORRESPONDENTE



FONTE: Adaptado de Rodrigues (2016).

3.2.2 Parâmetros equivalentes generalizados

Através do conceito de parâmetros equivalentes generalizados, busca-se simplificar o modelo do sistema composto (sistema primário + neutralizadores), principalmente pela necessidade de ter que se trabalhar em um ambiente de otimização.

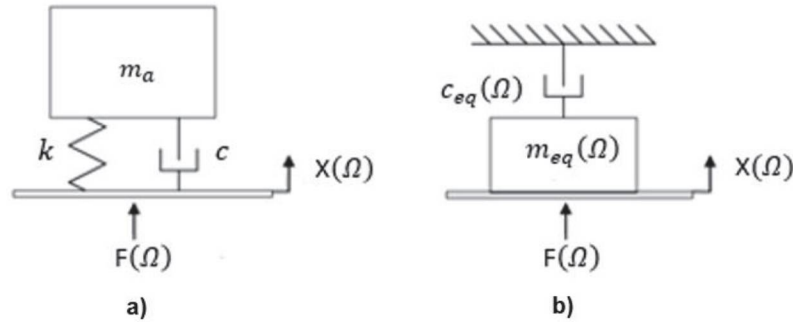
Se um sistema primário possuir m graus de liberdade e o sistema secundário associado n , o sistema composto terá $m + n$ graus de liberdade. Assim, cada modificação do sistema secundário, necessária no processo de busca de parâmetros ótimos no ambiente de otimização, implicará na reavaliação das matrizes de massa, $[M]$, amortecimento, $[C]$, e rigidez, $[K]$, de ordem $m + n$. Isto torna o processo de otimização lento, principalmente quando o sistema primário for geometricamente complexo e seja necessário o uso de muitos graus de liberdade.

Visando reduzir o esforço computacional, são utilizadas, em geral, técnicas de modificação estrutural, para a criação de modelos equivalentes, dentre os quais tem-se o método dos parâmetros equivalentes generalizados (PEG).

O conceito de parâmetros equivalentes generalizados foi introduzido por Espíndola e Silva (1992) e é empregado para gerar um modelo dinamicamente equivalente para o neutralizador de interesse, visando facilitar o tratamento das modificações decorrentes no projeto de controle associado. Isto é feito considerando as mesmas grandezas dinâmicas na base do modelo clássico e do modelo equivalente proposto na FIGURA 7. Com esse conceito, é possível escrever as

equações de movimento do sistema composto em termos das coordenadas generalizadas do sistema primário apenas.

FIGURA 7 - EQUIVALÊNCIA DINÂMICA ENTRE SISTEMAS.



FONTE: A autora (2018)

Para definir os parâmetros equivalentes generalizados, são definidos, primeiramente, a impedância mecânica na base do modelo equivalente, FIGURA 7 b). Para tal, usa-se o diagrama de corpo livre, aplica-se a segunda lei de Newton e a transformada de Fourier, obtendo-se a seguinte relação

$$F(\Omega) = i\Omega m_{eq}(\Omega)V(\Omega) + c_{eq}(\Omega)V(\Omega), \quad (18)$$

sendo: $V(\Omega)$ a transformada de Fourier de $\dot{x}(t)$, $F(\Omega)$ a transformada de Fourier de $f(t)$, $m_{eq}(\Omega)$ a massa equivalente e $c_{eq}(\Omega)$ o amortecimento equivalente dos parâmetros generalizados.

De acordo com Bavastri et al. (2007), as definições de impedância mecânica e massa dinâmica na base de um sistema de um grau de liberdade do modelo equivalente da FIGURA 7 b) são

$$Z_b(\Omega) \triangleq \frac{F(\Omega)}{V(\Omega)} = i\Omega m_{eq}(\Omega) + c_{eq}(\Omega), \quad (19)$$

e

$$M_b(\Omega) \triangleq \frac{F(\Omega)}{A(\Omega)} = m_{eq}(\Omega) + \frac{c_{eq}(\Omega)}{i\Omega}, \quad (20)$$

respectivamente, sendo $A(\Omega)$ a transformada de Fourier de $\ddot{x}(t)$.

Assim, para calcular $m_{eq}(\Omega)$ e $c_{eq}(\Omega)$, basta conhecer a impedância mecânica $Z_b(\Omega)$ e a massa dinâmica $M_b(\Omega)$ do modelo clássico e iguala-las com aquelas do modelo equivalente. Desta forma, como mostra as Eqs. (19) e (20), a massa equivalente generalizada será a parte real da massa dinâmica e o amortecimento equivalente generalizado será a parte real da impedância mecânica.

Da mesma forma que para o modelo equivalente, a impedância mecânica e a massa dinâmica na base do modelo clássico FIGURA 7 a) serão, respectivamente,

$$Z_b(\Omega) = \frac{im_a\Omega(k + i\Omega c)}{-\Omega^2 m_a + i\Omega c + k} \quad (21)$$

e

$$M_b(\Omega) = \frac{m_a(k + i\Omega c)}{-\Omega^2 m_a + i\Omega c + k}. \quad (22)$$

Definindo a frequência natural, Ω_a , como:

$$\Omega_a = \sqrt{\frac{k}{m_a}}, \quad (23)$$

a razão entre frequências, $\varepsilon = \frac{\Omega}{\Omega_a}$, o fator de amortecimento viscoso, $\zeta = \frac{c}{c_c}$, e o amortecimento crítico, $c_c = 2m\Omega_a$, os parâmetros equivalentes podem ser encontrados usando as Eqs. (19), (20), (21), (22).

Assim, os parâmetros equivalentes generalizados são:

$$m_{eq}(\Omega) = -m_a \frac{\{\varepsilon^2 - [1 + (2\zeta\varepsilon)^2]\}}{(\varepsilon^2 - 1)^2 + (2\zeta\varepsilon)^2} \quad (24)$$

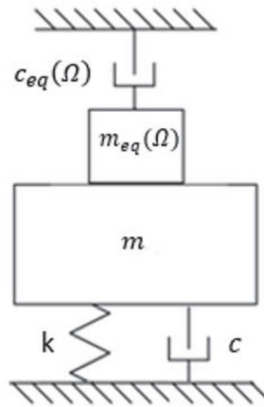
e

$$c_{eq}(\Omega) = m_a \Omega_a \frac{2\zeta\varepsilon^4}{(\varepsilon^2 - 1)^2 + (2\zeta\varepsilon)^2}. \quad (25)$$

Com essas definições de parâmetros equivalentes generalizados, é possível mostrar que os modelos da FIGURA 7 são dinamicamente equivalentes.

Para mostrar o potencial deste modelo equivalente, considere-se um sistema primário de um grau de liberdade ao qual foi adicionado um neutralizador dinâmico. Considere-se ainda, que o neutralizador seja modelado com os parâmetros equivalentes generalizados FIGURA 8.

FIGURA 8 - SISTEMA PRIMÁRIO DE UM GRAU DE LIBERDADE.



FONTE: A autora (2018).

Assim, é fácil provar que a equação do movimento do sistema composto, no domínio da frequência, é dada por:

$$H_{11}(\Omega) = \frac{X(\Omega)}{F(\Omega)} = \frac{1}{\left[-\Omega^2 (m + m_{eq}(\Omega)) + i\Omega (c + c_{eq}(\Omega)) + k \right]} \quad (26)$$

3.2.3 Modelo de neutralizador hidráulico

Para controle de vibrações em prédios esbeltos, cujas primeiras frequências naturais são baixas, na ordem de um Hz, os tipos de neutralizadores mais utilizados são os pendulares e hidráulicos. Os neutralizadores hidráulicos são uma classe de controle passivo que utilizam líquido para controlar as vibrações indesejadas de um sistema. Pelas características dinâmicas, estes dispositivos possuem baixa frequência.

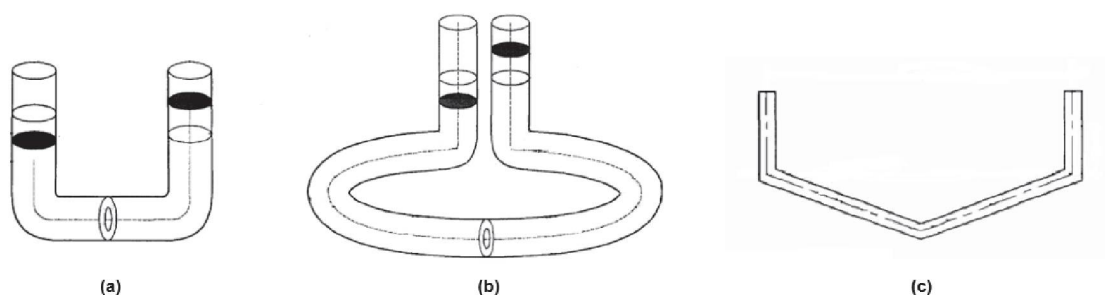
Quando uma estrutura começa a vibrar, o neutralizador hidráulico é excitado com o movimento da estrutura. Assim, a energia cinética da estrutura passa para o sistema de controle para ser absorvida pelo neutralizador.

O funcionamento do dispositivo de controle do tipo hidráulico consiste na oscilação da massa líquida no reservatório, sendo fundamental que a frequência desse movimento esteja sintonizada de alguma forma com a frequência natural da estrutura (CHAIVIRIYAWONG et al. 2008). Essa oscilação do líquido desenvolve forças de reação e dissipativas contrárias ao sentido do deslocamento estrutural, reduzindo assim a resposta dinâmica do sistema primário.

O neutralizador hidráulico quando comparado ao controle de vibração realizado através do aumento da resistência, rigidez ou isolamento de base, demonstram ser uma solução bastante interessante em termos econômicos e de simplicidade de instalação (PESTANA, 2012). Ainda, no caso da implementação em edifícios altos, possuem a vantagem do dispositivo de controle ser utilizado como reservatório de água.

Existem várias versões de neutralizador hidráulicos, algumas destas estão apresentadas na FIGURA 9.

FIGURA 9 - DIFERENTES FORMAS DO NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO



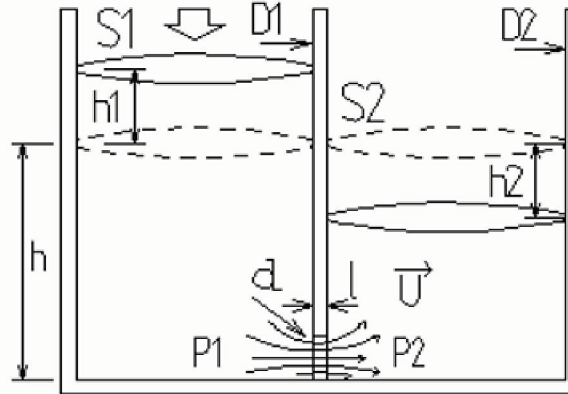
FONTE: Adaptado de Hochrainer et al. (2000).

A FIGURA 9 a) e a FIGURA 9 c) representam respectivamente a forma tradicional em “U” e a forma em “V”. Estas versões consistem em um sistema de controle unidirecional, portanto o uso destas soluções é restringido a estruturas com oscilações predominantes numa direção.

Em casos onde a torção estrutural, devido a determinada solicitação externa não pode ser negligenciada, são utilizados dispositivos como o apresentado na FIGURA 9 b). Este trata-se de um reservatório circular, com duas colunas verticais, um orifício no torço horizontal e líquido no seu interior à pressão atmosférica. Apesar da forma diferente, o princípio de funcionamento é o mesmo das configurações apresentadas nas FIGURAS 9a e 9c.

De forma simplificada, um neutralizador hidráulico pode ser representado por meio de um modelo equivalente de um grau de liberdade viscoso, para o qual precisa-se determinar a massa e a rigidez, levando posteriormente para a expressão em termos de parâmetros equivalentes generalizados para projetá-lo (BAVASTRI et al., 2007).

FIGURA 10 - REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DO NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO



FONTE: Bavastri et al. (2007).

Observando a FIGURA 10, verifica-se que, para a energia cinética, a massa em movimento envolvida é a massa total de líquido $m = m_l$, e, portanto, a massa equivalente para um grau de liberdade. Da expressão de energia potencial gravitacional, de acordo com Bavastri et al. (2007), obtém-se:

$$U = \gamma g h_1^2 S_1 \left(1 + \frac{S_1}{S_2} \right), \quad (27)$$

e considerando as seções de líquido S_1 e S_2 constantes pode-se obter a rigidez equivalente, dada por:

$$k = \gamma g S_1 \left(1 + \frac{S_1}{S_2} \right). \quad (28)$$

Assim, a frequência natural do sistema auxiliar é dada por:

$$\Omega_a = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{\gamma g S_1 \left(1 + \frac{S_1}{S_2}\right)}{m_l}}, \quad (29)$$

onde:

- S_1 e S_2 são as seções transversais dos tanques [m^2],
- h_1 a altura da água deslocada [m],
- m_l , a massa total do líquido: [kg];
- γ , a massa específica do líquido: [kg/m^3];
- g , a aceleração da gravidade: [m/s^2].

Os neutralizadores hidráulicos podem ser controlados através de um orifício localizado no tubo da seção horizontal. O coeficiente de amortecimento pode ser alterado através do estrangulamento na passagem de líquido da seção horizontal, que une os dois tanques verticais, e está relacionado diretamente com a perda de carga. O coeficiente de perda hidráulica é regido pela razão entre a área de abertura do orifício e a área da seção transversal do tubo e pode ser obtido experimentalmente (BALENDRA et al., 1995).

Levando esse modelo a um equivalente viscoso com rigidez k , dado pela Eq. (28), com massa m como a massa total do líquido e com amortecimento relacionado diretamente com a perda de carga, os parâmetros equivalentes generalizados podem ser obtidos da mesma forma que para o modelo de neutralizador viscoso. Assim, a massa equivalente, $m_{eq}(\Omega)$, e o amortecimento equivalente, $c_{eq}(\Omega)$, serão dados, respectivamente, pelas Eq. (24) e (25).

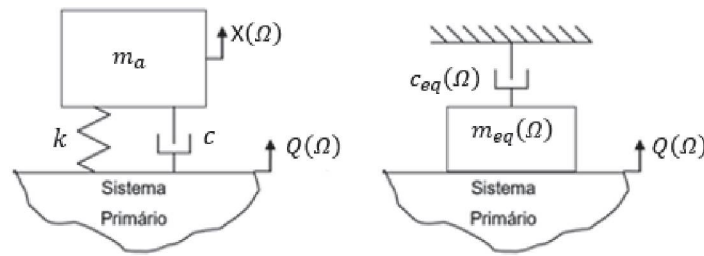
3.2.4 Neutralizadores dinâmicos acoplados em sistemas primários complexos – Modelo Viscoso

O acoplamento de um neutralizador a um sistema primário caracteriza uma modificação estrutural específica, com o objetivo de controlar os níveis de vibração do sistema para determinadas situações (RODRIGUES, 2016). Tal acoplamento pode ser fisicamente realizado, por exemplo, através de soldas, juntas aparafusadas, colas

e adesivos, dentre outros, cada uma oferecendo diferentes características, como durabilidade, facilidade de reposição, rapidez e simplicidade na montagem.

Matematicamente esta ligação pode ser realizada através da conectividade entre as matrizes (de rigidez, amortecimento e massa) do sistema nos graus de liberdade existentes no acoplamento. Dessa forma, acrescentando p neutralizadores ao sistema primário, nas coordenadas generalizadas $q_{k1}, q_{k2}, \dots, q_{kp}$, pode-se agregar as p massas $m_{eq}(\Omega)$ e amortecimentos $c_{eq}(\Omega)$ equivalentes, somando-as apropriadamente nas matrizes de massa e amortecimento do sistema primário nos elementos da diagonal dados por: $[(q_{k1}, q_{k1}); (q_{k2}, q_{k2}); \dots, (q_{kp}, q_{kp})]$. Isto é possível graças à utilização dos PEG's definidos nas Eqs. (24) e (25), como mostra a FIGURA 11.

FIGURA 11 - MODELO DE NEUTRALIZADOR DINÂMICO DE VIBRAÇÕES E MODELO EQUIVALENTE SOBRE O SISTEMA PRIMÁRIO.



FONTE: A autora (2018).

Como o sistema composto foi modelado em termos de PEG's, o mesmo é válido para uma excitação harmônica de frequência Ω , e pode agora ser representado por:

$$[\tilde{M}]\{\ddot{q}(t)\} + [\tilde{C}]\{\dot{q}(t)\} + [K]\{q(t)\} = \{f(t)\}, \quad (30)$$

onde as matrizes de massa, $[\tilde{M}]$, e amortecimento, $[\tilde{C}]$, com a adição de p neutralizadores ao sistema primário de n graus de liberdade são dadas por:

$$\begin{aligned}
 [\tilde{M}] &= [M] + \begin{bmatrix} 0 & & 0 & \\ & \ddots & & \\ & & m_{eq1}(\Omega) & \\ 0 & & & \ddots & 0 \\ & & & & m_{eqp}(\Omega) & \\ & & 0 & & & \ddots \\ 0 & & & & & & 0 \end{bmatrix}_{n \times n} = [M] + [M_{eq}], \\
 [\tilde{C}] &= [C] + \begin{bmatrix} 0 & & 0 & \\ & \ddots & & \\ & & c_{eq1}(\Omega) & \\ 0 & & & \ddots & 0 \\ & & & & c_{eqp}(\Omega) & \\ & & 0 & & & \ddots \\ 0 & & & & & & 0 \end{bmatrix}_{n \times n} = [C] + [C_{eq}],
 \end{aligned} \tag{31}$$

onde $[M]$, $[C]$ e $[K]$ são as matrizes de massa, amortecimento e rigidez do sistema primário, e $[M_{eq}(\Omega)]$ e $[C_{eq}(\Omega)]$ as matrizes de massa e amortecimento equivalentes.

Usando PEG, os efeitos dos neutralizadores anexados à estrutura residem na modificação de suas matrizes massa e amortecimento. Porém, o tamanho dos sistemas de equações permanece inalterado. Isso significa que a equação do sistema composto pode ser escrita em termos das coordenadas generalizadas do sistema primário.

Considerando a teoria geral desenvolvida por Espíndola e Silva (1992), é possível descrever o sistema composto em um subespaço modal do sistema primário. Para isso é preciso conhecer os parâmetros modais do sistema primário, a saber:

- Matriz modal $[\Phi]$;
- Vetor de frequências naturais $\{\Omega_j\}$;
- Vetor de fator de amortecimento ou amortecimento estrutural, dependendo do modelo utilizado no sistema primário (amortecimento viscoso ou estrutural) $\{\zeta_j\}$ ou $\{\eta_j\}$.

As matrizes de massa e amortecimento equivalentes $[M_{eq}(\Omega)]$ e $[C_{eq}(\Omega)]$ são diagonais e contém elementos somente nas colunas correspondentes às coordenadas onde há localização de neutralizadores.

Mostra-se por meio das propriedades de ortogonalidade dos autovetores, que as matrizes de massa modal e de rigidez modal são diagonais e se reduzem, respectivamente, a:

$$[\Phi]^T [M] [\Phi] = \begin{bmatrix} \diagdown & & \\ & m_n & \\ & & \diagup \end{bmatrix}, \quad (32)$$

$$[\Phi]^T [K] [\Phi] = \begin{bmatrix} \diagdown & & \\ & k_n & \\ & & \diagup \end{bmatrix}. \quad (33)$$

Se os autovetores da matriz modal $[\Phi]$ forem ortonormalizados através dos elementos da matriz de massa modal:

$$\Phi_j = \frac{\phi_j}{\sqrt{m_j}}, \quad j = 1, \dots, n \quad (34)$$

as Eq. (32) e (33) resultam em:

$$[\Phi]^T [M] [\Phi] = [I] = \begin{bmatrix} \diagdown & & \\ & 1 & \\ & & \diagup \end{bmatrix}, \quad (35)$$

$$[\Phi]^T [K] [\Phi] = \begin{bmatrix} \diagdown & & \\ & \lambda_n & \\ & & \diagup \end{bmatrix}, \lambda_n = \Omega_n^2 = \frac{k_n}{m_n} \quad (36)$$

e se o amortecimento $[C]$ for viscoso proporcional:

$$[\Phi]^T [C] [\Phi] = \begin{bmatrix} \diagdown & & \\ & c_n & \\ & & \diagup \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \diagdown & & \\ & 2\zeta_n \Omega_n & \\ & & \diagup \end{bmatrix}, \quad (37)$$

sendo $[I]$ a matriz identidade, λ_n a n -ésima frequência natural ao quadrado e ζ_n o n -ésimo fator de amortecimento modal.

Através das propriedades da matriz modal $[\Phi]$, é possível aplicar uma transformação de coordenadas do tipo:

$$\{q(t)\} = [\Phi] \{p(t)\}, \quad (38)$$

onde $p(t)$ é o novo sistema de coordenadas do sistema chamado coordenadas generalizadas principais.

Aplicando a transformação de coordenadas e pré-multiplicando a Eq. (30) por $[\Phi]^T$, obtém-se a resposta do sistema composto, no espaço modal do sistema primário. Essa resposta, no domínio da frequência, é dada por:

$$[\tilde{D}(\Omega)]\{P(\Omega)\} = [\Phi]^T \{F(\Omega)\}, \quad (39)$$

onde

$$[\tilde{D}(\Omega)] = [[A] + [B] + [G]] \quad (40)$$

e

- $[A] = [-\Omega^2([I] + [\Phi]^T [M_{eq}(\Omega)] [\Phi])]$
- $[B] = [i\Omega\{[\Phi]^T [C] [\Phi] + [\Phi]^T [C_{eq}(\Omega)] [\Phi]\}]$
- $[G] = \begin{bmatrix} \lambda_1 & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & \lambda_n \end{bmatrix}.$

As novas matrizes $[A]$ e $[B]$ não são diagonais, já que os parâmetros equivalentes generalizados foram acoplados sobre a matriz modal do sistema primário, isto é, os neutralizadores acoplam parcialmente os modos.

Pode-se ainda, trabalhar em um subespaço modal de $[\Phi]$, com apenas \hat{n} autovalores e autovetores correspondentes à faixa de frequências de interesse, $[\hat{\Phi}] = [\Phi]_{nx\hat{n}}$, com $\hat{n} \ll n$. Os modos que são utilizados na matriz modal truncada

dependem da faixa de frequências a ser controlada. Assim, conforme Eq. (39), obtém-se:

$$[\widehat{D}(\Omega)]\{\widehat{P}(\Omega)\} = [\widehat{\Phi}]^T \{F(\Omega)\}. \quad (41)$$

onde $\{\widehat{P}(\Omega)\}$ é o vetor de coordenadas principais o qual representa a resposta do sistema composto em um subespaço modal do sistema primário e é obtido a partir da relação:

$$\{\widehat{P}(\Omega)\} = [\widehat{D}(\Omega)]^{-1} [\widehat{\Phi}]^T \{F(\Omega)\}, \quad (42)$$

onde:

$$[\widehat{D}(\Omega)] = [\widehat{A}] + [\widehat{B}] + [\widehat{G}]. \quad (43)$$

Como $\{Q(\Omega)\} = [\widehat{\Phi}]\{\widehat{P}(\Omega)\}$, obtém-se:

$$\{Q(\Omega)\} = \left[[\widehat{\Phi}] [\widehat{D}(\Omega)]^{-1} [\widehat{\Phi}]^T \right] \{F(\Omega)\}. \quad (44)$$

A matriz $[\widehat{D}(\Omega)]^{-1}$ representa a função resposta em frequência do sistema composto no subespaço modal do sistema primário. Para o processo de otimização tanto o vetor $\{\widehat{P}(\Omega)\}$ quanto a matriz $[\widehat{D}(\Omega)]^{-1}$ podem ser utilizados como função objetivo do tipo $R^{\hat{n}} \rightarrow R$.

Da Eq. (44), observa-se que a matriz de receptância do sistema composto pode ser calculada aproximadamente por:

$$H(\Omega) = \left[[\widehat{\Phi}] [\widehat{D}(\Omega)]^{-1} [\widehat{\Phi}]^T \right]. \quad (45)$$

A eficácia dos neutralizadores pode ser verificada através da função resposta em frequência do sistema composto, no domínio da frequência, num subespaço modal do sistema primário.

A massa dos neutralizadores é definida previamente, através de uma equivalência com a teoria de um grau de liberdade apresentada por Den Hartog (1956). Esta massa é definida com base numa relação entre a massa do neutralizador e a massa do sistema primário, e é dada por: $\mu_a = m_n/m_p = 0,1$ a $0,25$.

O conceito modal de massa auxiliar foi proposto por Espíndola e Silva (1992), e para um sistema de múltiplos graus de liberdade, com p neutralizadores (iguais), a massa do neutralizador para o controle do j -ésimo modo, será definida pela relação:

$$m_a = \frac{\mu_{aj}}{\sum_{j=1}^p \hat{\Phi}_{kij}^2}. \quad (46)$$

Assim, m_a representa a massa dos neutralizadores para cada modo dentro da faixa de frequência de interesse.

3.2.5 Técnica de Otimização não linear

Para o projeto do neutralizador dinâmico, é necessário obter os valores dos parâmetros que minimizem a vibração do sistema primário, obedecendo as restrições de projeto. Assim, uma vez que o modelo matemático do sistema composto (sistema primário + neutralizador) esteja delineado, métodos numéricos de otimização não linear são utilizados para encontrar os parâmetros ótimos do neutralizador dinâmico.

Para minimizar a resposta vibratória do sistema primário em uma banda de frequência pré-estabelecida, o problema de otimização pode ser formulado da seguinte forma (BAVASTRI et al., 2007):

$$\min f_{obj}(x) : R^p \rightarrow R \quad (47)$$

com

$$f_{obj}(x) = \left\| \max_{\Omega_1 < \Omega < \Omega_2} |P(\Omega, x)| \right\|_2 \quad (48)$$

e o vetor de projeto é dado por:

$$x^T = (\Omega_{a1}, \Omega_{a2}, \dots, \Omega_{ap}, C_a \xi_1, C_a \xi_2, \dots, C_a \xi_p). \quad (49)$$

sendo: C_a um parâmetro utilizado para levar as componentes do vetor projeto à mesma ordem de grandeza das frequências naturais, definido por $C_a = (\Omega_1 + \Omega_2)/2$; Ω_1 e Ω_2 as frequências inferior e superior da faixa de interesse, respectivamente; $P(\Omega, x)$ o vetor de coordenadas generalizadas principais, obtido através da Eq. (42); Ω_{ai} e ξ_i , são, respectivamente, as frequências naturais e os coeficientes de amortecimento do i -ésimo neutralizador e $i = 1 \text{ a } p$.

O problema de otimização estará sujeito às seguintes restrições de desigualdades:

$$x_i^L < x_i < x_i^U, \quad (50)$$

onde x_i^L e x_i^U são os limites inferior e superior para cada componente do vetor projeto, respectivamente.

O método empregado neste trabalho para busca dos parâmetros ótimos do neutralizador dinâmico hidráulico foi algoritmos genéticos (AG).

AG é um método estocástico de otimização muito utilizado em diversas áreas de pesquisas científicas. Esse método baseia-se na teoria evolucionária da seleção natural, basicamente as melhores características dos indivíduos (vetor projeto) são mantidas até o término das iterações. AG destaca-se por ser um método que não necessita de informações de gradiente ou sensibilidade da função objetivo, e também por ser capaz de determinar com grande probabilidade o mínimo global de funções de múltiplas variáveis com um ou mais mínimos locais.

Ao finalizar o processo de otimização, obtém-se, como saída, os parâmetros ótimos do neutralizador.

Na FIGURA 12 mostra-se o esquema básico de otimização adotado neste trabalho. Os dados de entrada são, além dos parâmetros modais do sistema primário, informações como: a escolha da posição dos neutralizadores, a quantidade dos mesmos, relação de massas, faixa de frequência de análise, número de modos a controlar.

Os parâmetros modais do sistema primário são as frequências naturais, o coeficiente de amortecimento e os modos de vibrar. Estes podem ser encontrados

utilizando técnicas de elementos finitos ou identificação de parâmetros (domínio do tempo ou frequência) através de medições experimentais.

FIGURA 12 - ESQUEMA BÁSICO NA PROCURA DOS PARÂMETROS ÓTIMOS DOS NEUTRALIZADORES.



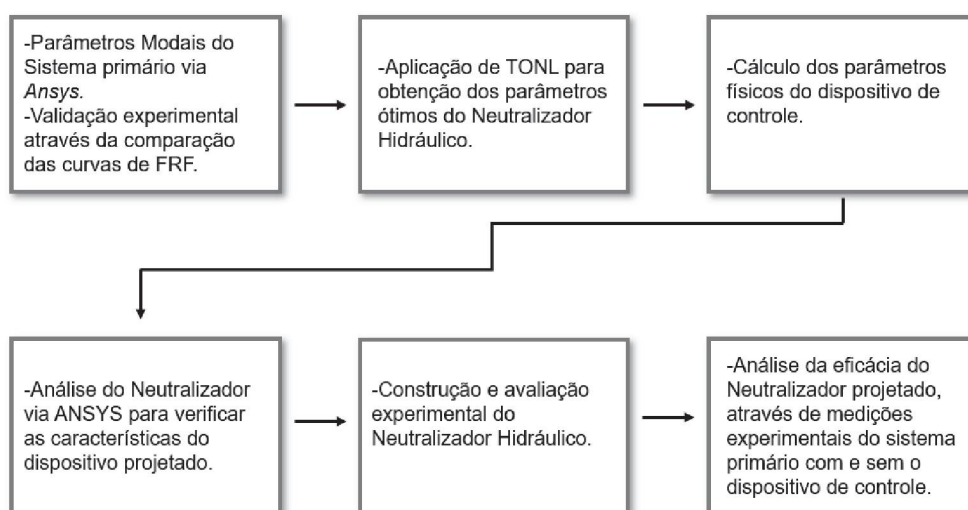
FONTE: A autora (2018).

4. MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo são apresentadas as etapas seguidas para o projeto ótimo e avaliação do neutralizador dinâmico do tipo hidráulico. Assim, cada uma destas é descrita abordando os procedimentos numéricos e experimentais realizados desde o projeto, construção até a análise final da eficácia do dispositivo de controle. Os equipamentos e materiais utilizados são detalhados em cada etapa. As análises experimentais foram realizadas no Laboratório de vibrações e som da UFPR (LAVIBS) com o objetivo de verificar e comprovar os resultados obtidos numericamente.

Na FIGURA 13 é apresentado o esquema da metodologia proposta.

FIGURA 13 - ESQUEMA BÁSICO DA METODOLOGIA ADOTADA PARA PROJETO E AVALIAÇÃO DA EFICÁCIA DO NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO



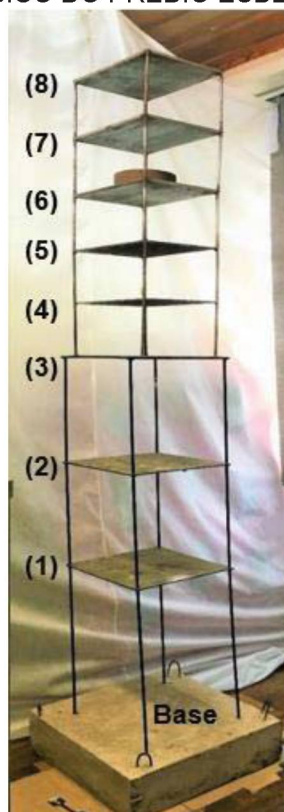
FONTE: A autora (2018).

4.1 Modelo físico do sistema primário

O modelo físico do sistema primário para análise é um prédio de oito andares em escala, como pode ser observado na FIGURA 14. O modelo em escala do prédio representa as estruturas esbeltas de baixas frequências naturais a serem controladas pelo neutralizador. O modelo possui as seguintes características:

- Sua base é composta por um bloco de concreto simulando o prédio engastado no solo;
- As vigas de sustentação são barras de aço corrugado;
- As chapas de aço são equivalentes às lajes de cada andar.

FIGURA 14 - MODELO FÍSICO DO PRÉDIO ESBELTO COM OITO ANDARES



FONTE: A autora (2018).

As dimensões de cada parte que compõe o sistema primário estão dispostas na TABELA 1.

TABELA 1 - DIMENSÕES FÍSICAS DO PRÉDIO ESBELTO COM OITO ANDARES

ITENS	COMPRIMENTO (mm)	LARGURA (mm)	ESPESSURA (mm)
Base	600	600	150
Laje 1	400	400	4,5
Laje 2	400	400	4,5
Laje 3	400	400	9,5
Laje 4	400	300	5,3
Laje 5	400	300	5,3
Laje 6	400	300	10
Laje 7	400	300	10
Laje 8	400	300	10
Pilares maiores	400	Diâmetro = 9,8	-
Pilares menores	200	Diâmetro = 9,8	-

4.2 Modelo numérico do sistema primário

A utilização de um modelo numérico para realização de análises em sistemas e componentes, tem se mostrado crucial em vários casos, tanto pela rapidez quanto pelo baixo custo associado. Isso se torna indispensável quando essas análises estão associadas a um processo de otimização, que requer que diferentes composições viáveis para o sistema sejam testadas.

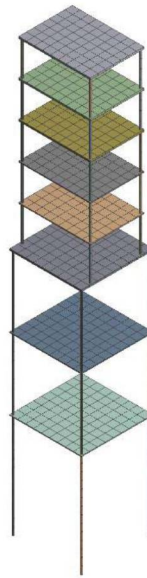
O sistema a ser controlado como citado anteriormente, foi definido como um prédio de oito andares em escala reduzida (FIGURA 14). Para obtenção dos parâmetros modais e posterior validação numérica, foi construído um CAD (*Computer Aided Design*) do modelo e na sequência foi importado para o programa de simulação numérica em elementos finitos, *ANSYS® Workbench*.

O prédio foi modelado como uma estrutura constituída por oito lajes cada uma suportada por quatro pilares, tendo como dimensões aquelas apresentadas na TABELA 1.

Para modelar numericamente os pilares e as lajes, foram utilizados basicamente dois tipos de elementos finitos. O primeiro é o elemento de casca *SHELL181*, o qual gera o modelo dos andares. E o segundo é o elemento *SOLID186*, que proporciona a sustentação do prédio. Não foi necessário modelar a base de concreto pois sua construção propicia a hipótese de um engaste.

Para a análise de elementos finitos, o programa gera uma malha sobre a estrutura. E em cada intersecção da malha, é atribuído um número para cada nó. Fazendo o uso dos elementos referidos anteriormente, é construído o modelo do prédio para a análise numérica no *ANSYS®*, o qual pode ser observado na FIGURA 15.

FIGURA 15 - MODELO DO PRÉDIO DE OITO ANDARES PARA ANÁLISE EM ELEMENTOS FINITOS



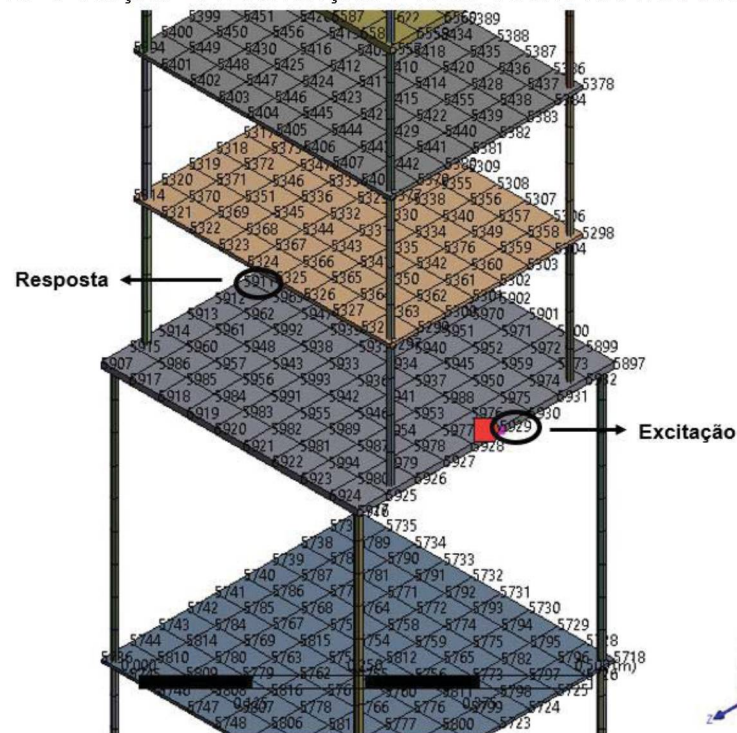
FONTE: A autora (2018).

O modelo da estrutura em elementos finitos possui 2021 elementos e 5996 nós. Os parâmetros do material empregado para análise foram os normalmente usados para aço comum:

- Módulo de elasticidade (E) = $20 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$;
- Coeficiente de Poisson (ν) = 0,277; e
- Densidade (ρ) = 7860 Kg/m^3 .

Com a malha de elementos finitos criada, é realizada uma análise modal de modo a obter as frequências naturais e os modos de vibrar da estrutura, e uma análise harmônica para extrair a Função Resposta em Frequência (FRF) correspondente a posição de excitação (nó 5929) e resposta (nó 5911) aplicadas na Laje 3, conforme mostrado na FIGURA 16.

FIGURA 16 - POSIÇÃO DA EXCITAÇÃO E RESPOSTA PARA ANÁLISE HAMÔNICA



FONTE: A autora (2018).

A análise modal gera um arquivo para cada frequência natural de vibração. Este arquivo contém o autovalor e o autovetor para cada um dos três eixos cartesianos e seus respectivos rotacionais. Para as simulações numéricas do presente trabalho, foram consideradas apenas as vibrações ao longo do eixo “X”.

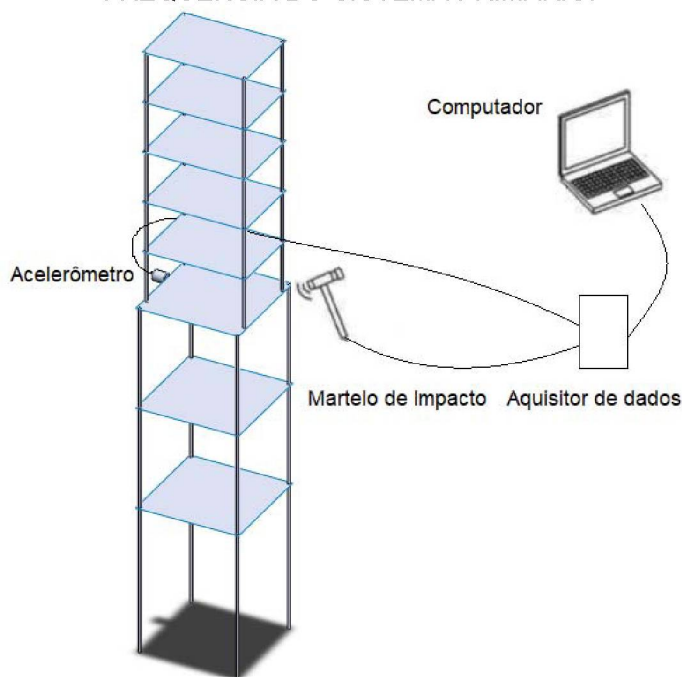
4.3 Análise experimental do sistema primário

Com o modelo físico construído, foram realizadas medições pelo ensaio com martelo de impacto de uma Função Resposta em Frequência (FRF), para poder verificar suas frequências de ressonância e assim validar o modelo numérico.

Esse tipo de ensaio produz uma excitação do tipo transitória e esta é imposta manualmente ao sistema analisado. Este é um dos métodos para análise do comportamento de uma estrutura através da resposta em frequência, a qual para este trabalho é conhecida como inertância, que é a relação entre a aceleração e a força aplicada. Com este sistema de medição em sistemas lineares pode-se determinar a frequência de ressonância e as características dinâmicas do sistema. O martelo de impacto é constituído por uma ponta localizada na cabeça do martelo juntamente com a célula de carga, onde se pode alterar a rigidez em função da faixa de frequência que

se deseja excitar. A célula de carga realiza a conversão entre a intensidade da força aplicada em tensão. Por definição a varredura em frequência é utilizada uma ponteira macia, já que essa consegue realçar a análise de baixa frequência. Na FIGURA 17 pode-se visualizar o esquema experimental, para realizar essas medições

FIGURA 17 - REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DA MEDIÇÃO DAS RESPOSTAS EM FREQUÊNCIA DO SISTEMA PRIMÁRIO.

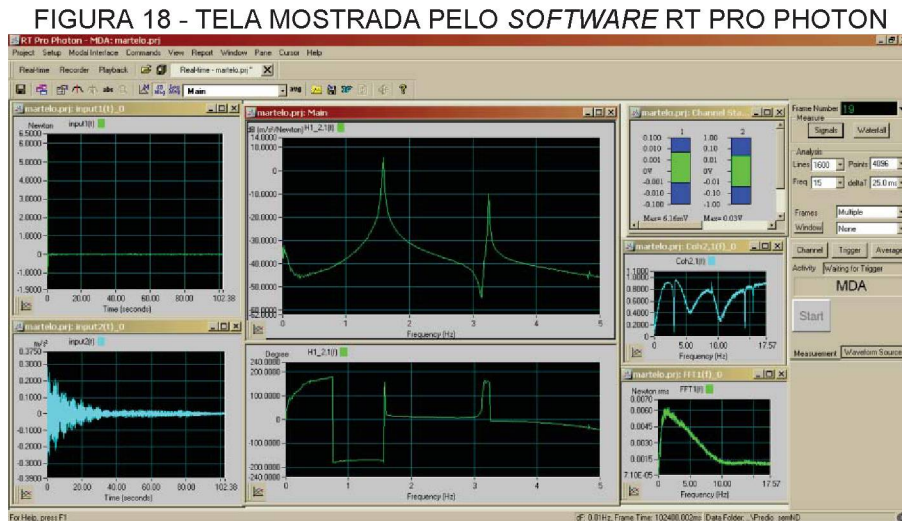


FONTE: A autora (2018).

O ensaio, conforme exemplificado na FIGURA 17, é realizado aplicando-se um impulso mecânico ao sistema primário através do martelo de impacto, modelo 086C04, e medindo a resposta com o acelerômetro piezoelétrico fixado ao sistema primário, modelo 393A03, ambos do fabricante PCB PIEZOTRONICS. O sinal obtido é então digitalizado através do sistema de aquisição de dados PHOTON II, do fabricante LDS Dactron, e os dados modais podem ser extraídos através do *software* RT Pro Photon em um computador portátil, o qual gera a função resposta em frequência.

As medições foram realizadas a fim de evidenciar as frequências de ressonância na direção transversal do prédio, já que para o referido trabalho, é realizado o projeto do neutralizador hidráulico para controlar o primeiro modo de vibração do eixo X.

A FIGURA 18 mostra como o *software* RT Pro Photon gera o sinal obtido. Do lado esquerdo da tela pode-se visualizar o sinal de entrada (excitação) e o de saída (resposta) no domínio do tempo; e no meio da tela é possível analisar o sinal do domínio da frequência, ou seja, a função resposta em frequência (FRF) no gráfico acima, e a fase do sinal no gráfico abaixo.



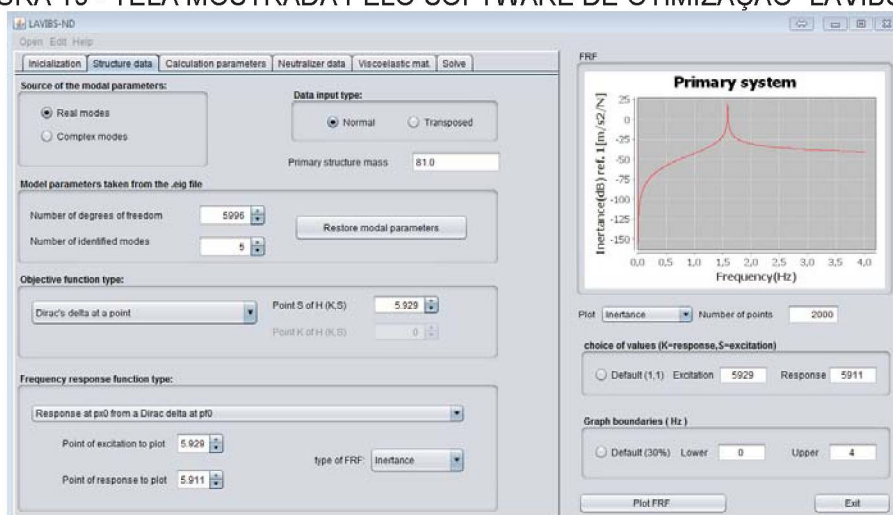
FONTE: A autora (2018).

A FRF obtida pelo *software* é a curva usada para comparar com a curva obtida pelo modelo numérico conforme descrito no item 4.2.

4.4 Projeto ótimo do neutralizador hidráulico

Para obtenção dos parâmetros ótimos do neutralizador hidráulico, foi utilizado o *software* “LAVIBS-ND”, o qual utiliza a metodologia do grupo GVIBS (baseada no conceito de PEG’s) para projeto ótimo de neutralizadores dinâmicos. Tal metodologia conta com códigos numéricos implementados na linguagem FORTRAN e uma interface gráfica em JAVA. O *software* comporta cinco tipos de neutralizadores, dentre os quais se encontra o neutralizador hidráulico. A FIGURA 19 mostra uma das telas do *software* “LAVIBS-ND”.

FIGURA 19 - TELA MOSTRADA PELO SOFTWARE DE OTIMIZAÇÃO "LAVIBS-ND"



FONTE: A autora (2018).

A partir da função objetivo dada pela Eq. (48) foi possível projetar o neutralizador hidráulico de forma ótima, visando minimizar a amplitude de vibração do prédio de oito andares em escala reduzida em uma faixa de frequência preestabelecida, na qual o primeiro modo é predominante.

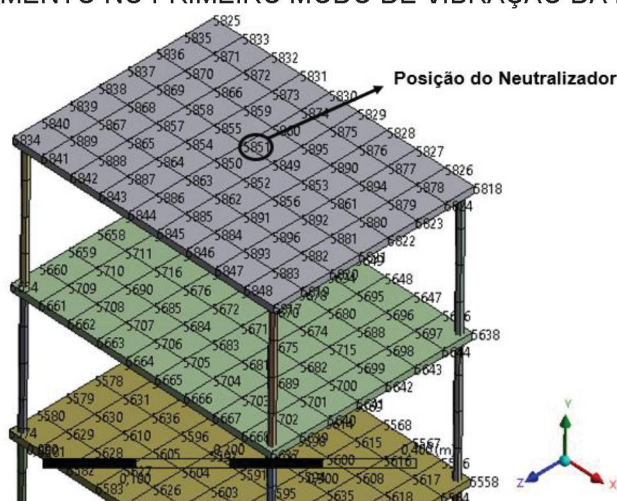
O funcionamento do software se baseia na entrada de dados de frequências naturais, amortecimentos modais e modos de vibrar de um sistema qualquer com comportamento linear, o qual para o referido trabalho foi o prédio de oito andares em escala reduzida. Os dados de entrada para o software de otimização foram obtidos através da análise modal feita no ANSYS® Workbench para o modelo simplificado, já que neste trabalho o projeto ótimo dos neutralizadores considera a excitação transversal somente no eixo X.

Os parâmetros modais do sistema primário obtidos via elementos finitos são extraídos com um algoritmo na linguagem PYTHON, o qual realiza a comunicação com o software ANSYS®, permitindo assim que o arquivo de entrada para otimização seja feito automaticamente dentro da interface JAVA.

Com os parâmetros modais do sistema primário determinados, foi selecionado o método de otimização algoritmo genético. Definida a técnica de otimização foram estabelecidos os pontos de excitação e resposta para o gráfico das funções resposta em frequência, os quais foram os mesmos utilizados na análise numérica e na análise experimental do sistema primário conforme pode ser visto na FIGURA 19. Para prosseguir com a otimização, o software requer a definição prévia da quantidade de neutralizadores e as posições modais dos mesmos.

Para o caso em estudo, foi estabelecido o projeto de um único neutralizador o qual foi posicionado no nó 5851 (FIGURA 20). A escolha da posição do neutralizador no referido nó foi realizada, já que, nesse ponto, tem-se a maior deformação do primeiro modo de vibração do prédio, sendo assim, terá maior eficiência do neutralizador, já que é o modo que se deseja controlar.

FIGURA 20 - POSIÇÃO ESCOLHIDA PARA OTIMIZAÇÃO NÃO-LINEAR - PONTO DE MAIOR DESLOCAMENTO NO PRIMEIRO MODO DE VIBRAÇÃO DA ESTRUTURA



FONTE: A autora (2018).

Com todos os parâmetros determinados, foi possível enviar os dados para o algoritmo em Fortran realizar os cálculos. Após concluído, o software de otimização gera um arquivo de saída, o qual contém os parâmetros físicos ótimos do neutralizador. Com isso, os dados são enviados novamente para a interface em Java, onde é possível gerar as curvas de FRF do sistema com e sem o sistema de controle.

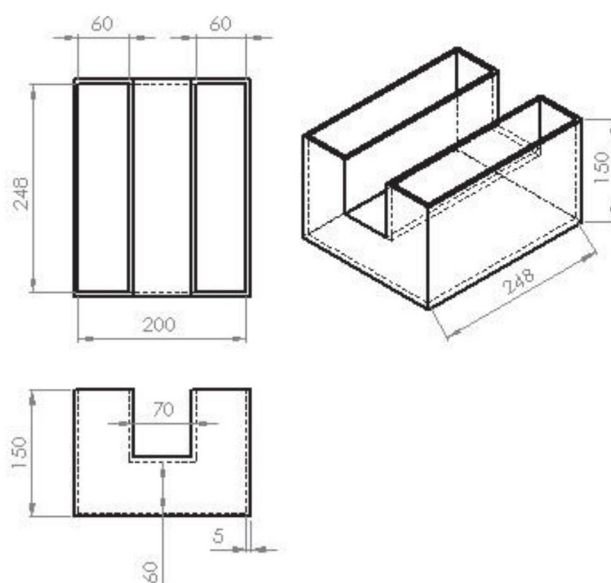
De posse dos parâmetros de frequência natural, massa e razão do amortecimento, estes podem ser convertidos em parâmetros físicos para a construção do neutralizador hidráulico.

4.5 Dimensionamento e análise numérica do neutralizador hidráulico

Para o dimensionamento do neutralizador hidráulico, optou-se pela geometria de caixa d'água em formato "U". Tal geometria é composta por duas colunas verticais conectadas por uma passagem horizontal, preenchidas até um certo nível com líquido. O líquido escolhido para compor o dispositivo de controle foi água. Dessa forma, tendo a densidade do líquido escolhido e com a geometria pré-definida, foram realizados

alguns cálculos que permitiram a obtenção da massa/volume do neutralizador, já que, a massa otimizada é igual a massa total de líquido contido dentro do dispositivo de controle. Tendo isso definido, e utilizando a Eq. (29), foi possível, após algumas manipulações algébricas, obter as dimensões que permitiram satisfazer além da massa, a frequência do dispositivo, já que o amortecimento real do sistema é obtido de forma experimental. As dimensões do dispositivo podem ser observadas na FIGURA 21.

FIGURA 21 - DIMENSÕES EM MM DO NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO PROPOSTO



FONTE: A autora (2018).

Uma vez determinadas as dimensões do neutralizador hidráulico, o mesmo foi analisado dinamicamente no software *ANSYS®*. O uso do software tem como objetivo verificar se as dimensões encontradas conduziram à frequência natural para o controle do primeiro modo de vibração do sistema primário.

Com as dimensões do neutralizador definidas, foi realizada uma análise modal do dispositivo de controle no *ANSYS® Workbench*, de modo a verificar as características do neutralizador comparando as frequências naturais obtidas via elementos finitos com aquelas obtidas analiticamente e via otimização.

Para isso, a caixa em formato “U” foi desenhada no *software Solidworks* e posteriormente importada para o *software* de elementos finitos. Para análise modal do neutralizador hidráulico, o líquido que compõe o dispositivo de controle foi modelado como um sólido através do módulo Design Modeler do *ANSYS®*. O sólido desenhado

para representar o líquido foi selecionado como sendo um fluido, onde foram selecionados todos os parâmetros da água para caracterizá-lo. De modo a atender os parâmetros ideais para o controle de vibração do prédio em escala reduzida, o nível de água contido dentro do neutralizador foi definido como tendo uma altura de 80 mm. A caixa foi modelada com o elemento *SOLID187* e o líquido modelado com o elemento *FLUID221*. O material selecionado para análise da caixa foi acrílico e para o líquido foi água.

Como condição de contorno, o líquido contido nas superfícies abertas da caixa foi considerado como “free-surface”, e a caixa foi considerada livre.

Com as características do neutralizador hidráulico determinadas e validadas, o dispositivo de controle pode ser construído e posteriormente validado através de uma análise experimental.

4.6 Análise experimental do neutralizador hidráulico

O neutralizador hidráulico foi construído em acrílico para possibilitar a visualização do líquido durante a excitação. O dispositivo construído pode ser observado na FIGURA 22. Para a caracterização do sistema de controle foram realizadas análises experimentais de modo a obter as curvas de Função Resposta em Frequência.

FIGURA 22 - NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO



FONTE: A autora (2018).

Na realização do experimento, para conexão do neutralizador a um excitador de vibrações (*shaker*), utiliza-se uma estrutura rígida, na qual se pendura tanto o dispositivo de controle quanto o excitador, mantendo a direção de excitação na horizontal (eixo X). Isto é realizado de tal forma que se garanta o movimento relativo livre entre o shaker e o sistema testado. A FIGURA 23 ilustra a conexão shaker-neutralizador.

FIGURA 23 - CONEXÃO DO NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO AO SHAKER



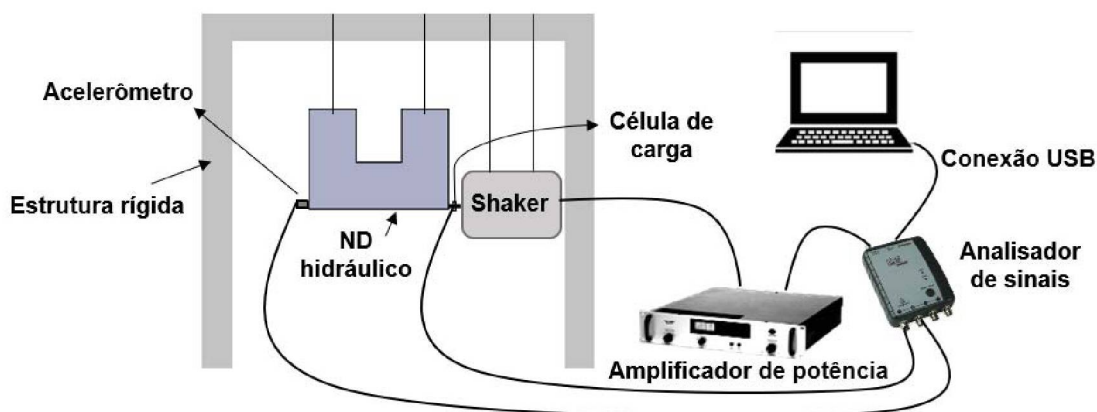
FONTE: A autora (2018).

Para realizar a medição das curvas de função resposta em frequência do dispositivo de controle, são utilizados um amplificador de potência, um acelerômetro piezoelétrico, uma célula de carga, um analisador de sinais e um computador (para rodar o programa associado ao analisador de sinais).

Os sinais de excitação gerados para análise do neutralizador hidráulico são do tipo “*chirp*”. Esse tipo de função permite a excitação do sistema analisado ao longo de uma faixa de frequência estabelecida, a qual para o referido trabalho foi de 0,5 até 5 Hz.

Apresenta-se na FIGURA 24, a configuração do sistema de medição utilizado para determinar a massa dinâmica na base do dispositivo. Com o computador, através do programa que comanda o analisador de sinais, é determinada a faixa de frequência que se deseja medir. Quando se inicia a medição, o sinal de excitação “*chirp*” gerado é comunicado ao amplificador de potência. Esse, por sua vez, amplifica o sinal para gerar o movimento do *shaker*.

FIGURA 24 - CONFIGURAÇÃO DO SISTEMA DE MEDIÇÃO



FONTE: A autora (2018).

Para a caracterização do neutralizador hidráulico o mesmo foi conectado a haste do shaker, juntamente com a célula de carga, modelo 8230-002, do fabricante da Bruel & Kjaer. A célula de carga e o acelerômetro foram intertravados com um parafuso, para garantir que a oscilação do pistão do shaker fosse transmitido em fase para o neutralizador hidráulico. No lado oposto do sistema de controle projetado, observando a mesma direção de excitação, foi instalado um acelerômetro piezoelétrico, modelo 393A03 do fabricante PCB PIEZOTRONICS, com o intuito de determinar a relação de massa dinâmica na base do sistema, através da resposta entre força e aceleração. O retorno das informações do acelerômetro e da célula de carga foram obtidos pela placa de aquisição PHOTON II para posterior análise dos resultados.

4.7 Análise experimental do sistema composto

Com o sistema primário e o neutralizador hidráulico validados isoladamente, segue-se para análise do sistema composto de modo a verificar a eficiência do dispositivo de controle projetado.

Para análise do sistema composto o neutralizador hidráulico foi alocado no topo do prédio de oito andares em escala reduzida (FIGURA 25). A fixação do dispositivo no topo da estrutura se deu por colagem.

FIGURA 25 - SISTEMA PRIMÁRIO COM O NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO PROJETADO



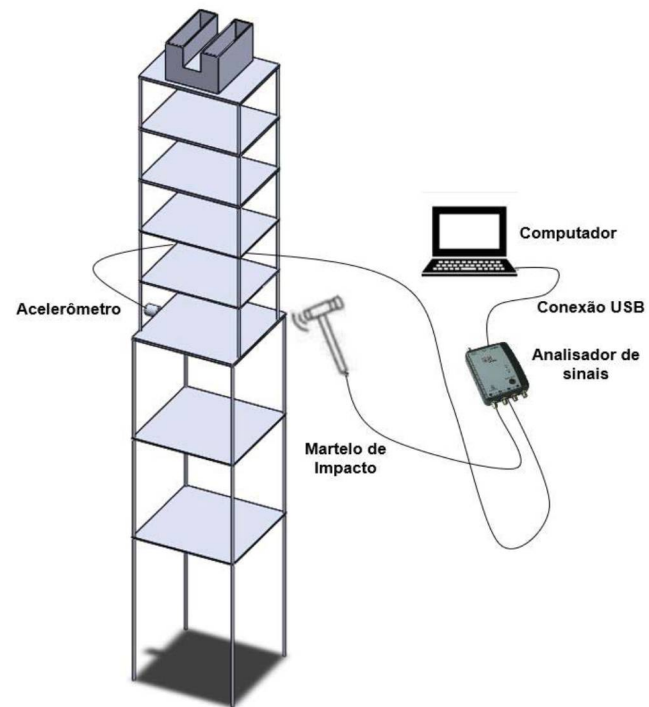
FONTE: A autora (2018).

Para verificar a eficácia do neutralizador hidráulico, foram realizadas análises experimentais de forma análoga ao item 4.3, porém agora com o neutralizador acoplado ao sistema primário.

As medições foram realizadas a fim de verificar a efetividade do neutralizador hidráulico projetado para o controle do primeiro modo de vibração transversal na direção X no prédio de oito andares em escala reduzida, através de análises da curva de inércia com e sem o dispositivo de controle.

A FIGURA 26 aponta o esquema de medição para o sistema composto.

FIGURA 26 - REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DA MEDIÇÃO DAS RESPOSTAS EM FREQUÊNCIA DO SISTEMA COMPOSTO



FONTE: A autora (2018).

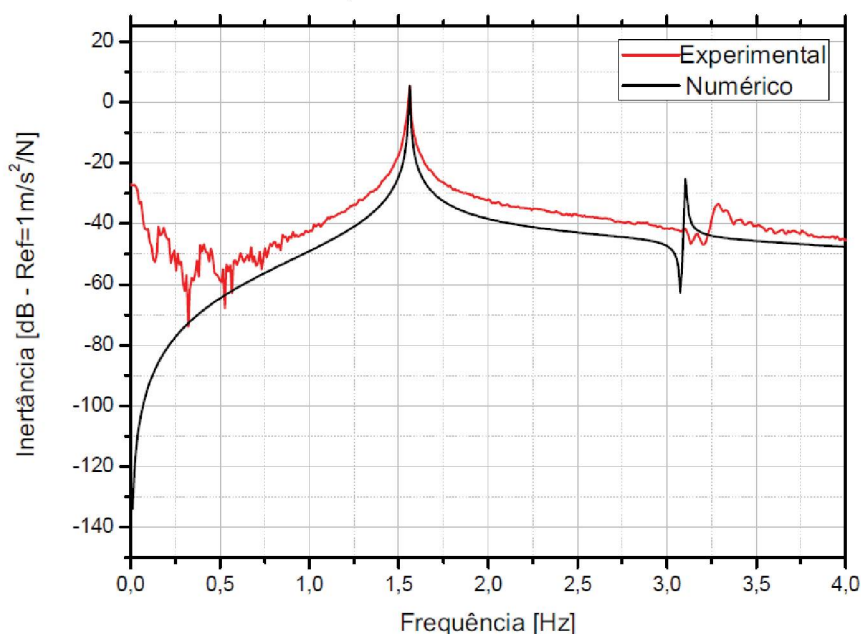
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são abordados os resultados obtidos nas etapas descritas no capítulo 4. Estes vão desde a caracterização dinâmica do sistema primário até a avaliação final da eficiência do neutralizador hidráulico projetado para controlar as amplitudes de vibração do modelo em escala do prédio de oito andares.

5.1 Caracterização dinâmica do sistema primário

Para validação do modelo do sistema primário, foi realizada uma análise harmônica numérica a qual foi comparada com a experimental. Para obtenção das curvas de inertância obtidas tanto numericamente quanto experimentalmente, os locais de excitação e resposta foram os mesmos demonstrados esquematicamente na FIGURA 16. Os resultados obtidos podem ser vistos na FIGURA 27.

FIGURA 27 - COMPARAÇÃO ENTRE AS FRF DO SISTEMA PRIMÁRIO



FONTE: A autora (2018).

O pico de maior amplitude do gráfico da FIGURA 27, corresponde a primeira frequência natural de flexão do sistema primário e o segundo pico se refere a frequência natural de torção.

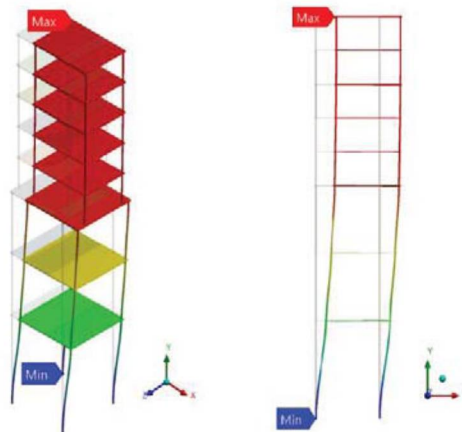
A análise numérica do modelo estrutural do sistema primário através do software de elementos finitos *ANSYS®*, e a análise experimental permitiram obter os resultados apresentados na TABELA 2.

TABELA 2 - RESUMO DOS RESULTADOS DA ANÁLISE DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS EXPERIMENTAIS E NUMÉRICAS

	MODELO EXPERIMENTAL (Hz)	MODELO NUMÉRICO <i>ANSYS®</i> (Hz)	ERRO (%)
1° Modo (Flexão)	1,58	1,58	-
2° Modo (Torção)	3,15	3,23	2,47

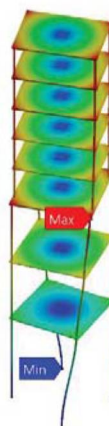
O primeiro modo (flexão) e o segundo modo (torção) obtidos via elementos finitos estão dispostos respectivamente nas FIGURAS 28 e 29.

FIGURA 28 - MODO DE FLEXÃO DO SISTEMA PRIMÁRIO



FONTE: A autora (2018).

FIGURA 29 - MODO DE TORÇÃO DO SISTEMA PRIMÁRIO



FONTE: A autora (2018).

É possível observar no gráfico da FIGURA 27 uma boa correlação entre os resultados obtidos numérica e experimentalmente.

5.2 Parâmetros ótimos do neutralizador hidráulico

Com o modelo do sistema primário validado, foi possível extrair as frequências naturais e os modos de vibrar do mesmo. Assim, montando o sistema de equações não lineares em PEG's, foi possível otimizar os valores de frequência natural, massa e razão de amortecimento do neutralizador hidráulico.

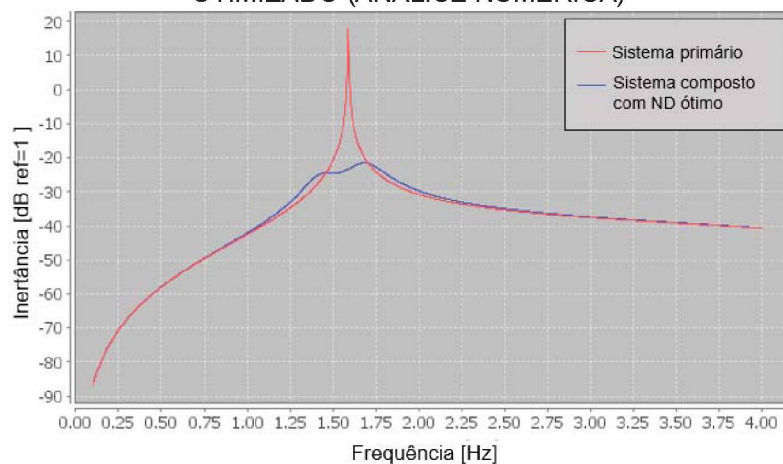
A escolha da posição do neutralizador conforme já citado na seção 4.4, se deu na posição onde há maior deformação do primeiro modo, como pode ser observado na FIGURA 28.

Os resultados ótimos obtidos via TONL para projeto do neutralizador hidráulico podem ser vistos na TABELA 3.

TABELA 3 - PARÂMETROS ÓTIMOS DO NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO		
FREQUÊNCIA NATURAL ÓTIMA	RAZÃO DE AMORTECIMENTO	MASSA
1,56 Hz	0,130	3,56 Kg

O resultado gráfico da otimização do neutralizador hidráulico pode ser avaliado na FIGURA 30, qual aponta o controle ótimo do neutralizador.

FIGURA 30 - CURVA DE INERTÂNCIA DO SISTEMA PRIMÁRIO E DO SISTEMA COMPOSTO OTIMIZADO (ANÁLISE NUMÉRICA)



FONTE: A autora (2018).

Na FIGURA 30 a curva em vermelho representa o sistema primário (prédio em escala) e a curva em azul corresponde a resposta do sistema composto (prédio em escala e neutralizador hidráulico acoplado). É possível verificar uma redução na amplitude de vibração de aproximadamente 40 dB para o primeiro modo e vibração quando o neutralizador hidráulico é acoplado ao prédio. Por ser uma otimização não-linear, esses valores podem ser maiores ou menores, deixando evidente a necessidade de comprovação pela análise experimental.

5.3 Análise numérica do neutralizador hidráulico

Com as dimensões do neutralizador hidráulico definidas (FIGURA 21), o mesmo foi analisado dinamicamente no software *ANSYS®*. De modo a verificar as características do dispositivo, o resultado obtido via elementos finitos foi comparado com aqueles via otimização, ambos podem ser observados na TABELA 4.

TABELA 4 - COMPARAÇÃO ENTRE AS FREQUÊNCIAS DO NEUTRALIZADOR VIA OTIMIZAÇÃO NÃO LINEAR E SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Frequência Ótima via Otimização não Linear	Frequência natural via simulação numérica
1,56 Hz	1,6 Hz

O primeiro modo de vibração do neutralizador hidráulico associado a frequência natural ótima, obtido via *ANSYS®* pode ser observado na FIGURA 31.

FIGURA 31 - PRIMEIRO MODO DE VIBRAÇÃO DO NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO VIA *ANSYS®*

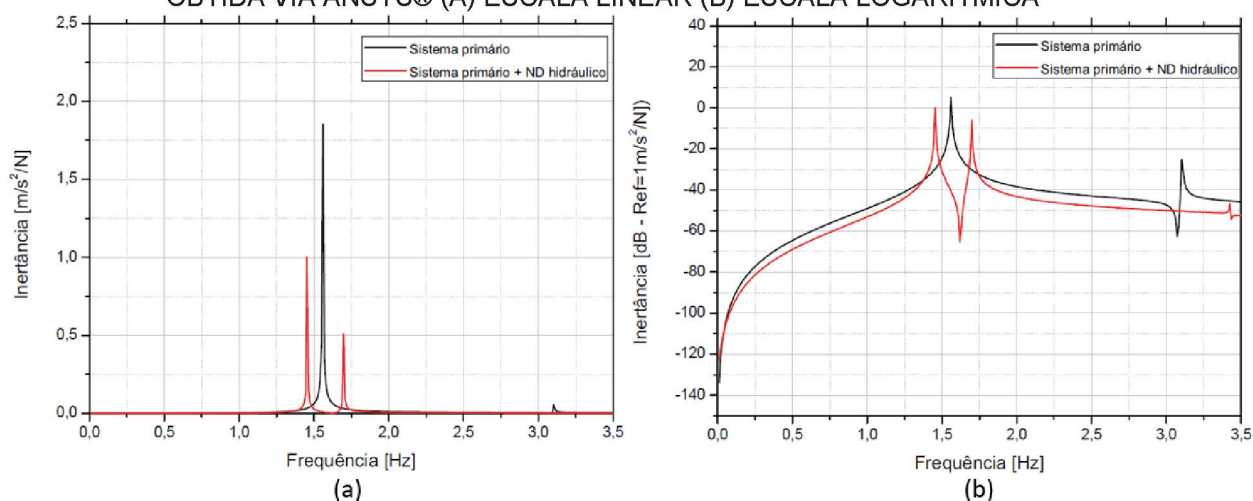


FONTE: A autora (2018).

Para avaliar a efetividade do neutralizador hidráulico projetado para redução da amplitude de vibração do prédio em escala, foi realizado uma análise harmônica no ANSYS® *Workbench* de modo a obter as curvas de inertância do sistema primário com e sem o dispositivo de controle.

Para análise no ANSYS® *Workbench*, o sistema primário acoplado com o neutralizador foi desenhado no *software Solidworks* como uma estrutura única. Como condição de contorno, o prédio foi considerado com a base engastada e o neutralizador hidráulico com as superfícies abertas como “free-surface”. Os materiais utilizados para análise do sistema composto foram os mesmos utilizados nas análises realizadas isoladamente, tanto para o prédio quanto para o neutralizador. O resultado comparativo do sistema primário com e sem o neutralizador projetado pode ser visto na FIGURA 32.

FIGURA 32 - FRF DO SISTEMA PRIMÁRIO COM E SEM O NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO OBTIDA VIA ANSYS® (A) ESCALA LINEAR (B) ESCALA LOGARÍTMICA



FONTE: A autora (2018).

Como pode ser visto na FIGURA 32, na frequência natural do primeiro modo de vibração houve uma redução acentuada da amplitude, porém criaram-se dois novos picos de menor amplitude e fora da faixa de atuação da excitação.

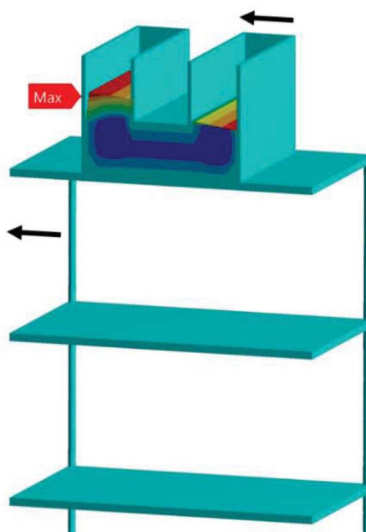
Na TABELA 5 é possível ver a eficiência na redução da amplitude obtida com a introdução do neutralizador hidráulico ao sistema primário

TABELA 5 - EFICIÊNCIA DO NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO ANALISADA VIA ANSYS®

	FREQUÊNCIA NATURAL	AMPLITUDE [dB]	REDUÇÃO
Sistema primário sem ND	1,58 Hz	5,37	-
Sistema primário com ND	1,46 Hz	0,039	5,409 dB
	1,58 Hz	-40,76	46,23 dB
	1,69 Hz	-5,87	11,24 dB

Na curva em vermelho da FIGURA 32 do sistema composto, o maior pico de amplitude corresponde, aproximadamente, à frequência natural 1,46 Hz. Tal frequência corresponde a igualdade de fase entre o neutralizador dinâmico hidráulico e o prédio, amplificando assim a resposta do sistema (FIGURA 33).

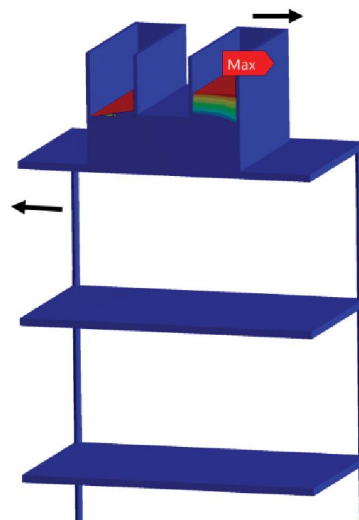
FIGURA 33 – PRIMEIRO MODO DE VIBRAR DO SISTEMA COMPOSTO, DESLOCAMENTO DO PRÉDIO E DA ÁGUA EM IGUALDADE DE FASE



FONTE: A autora (2018).

Já o pico de menor amplitude do sistema composto, 1,69 Hz, ocorre quando o dispositivo de controle e o sistema primário estão defasados 180°, reduzindo assim a resposta do sistema (FIGURA 34).

FIGURA 34 - SEGUNDO MODO DE VIBAR DO SISTEMA COMPOSTO, DESLOCAMENTO DO PRÉDIO E ÁGUA EM CONTRA FASE

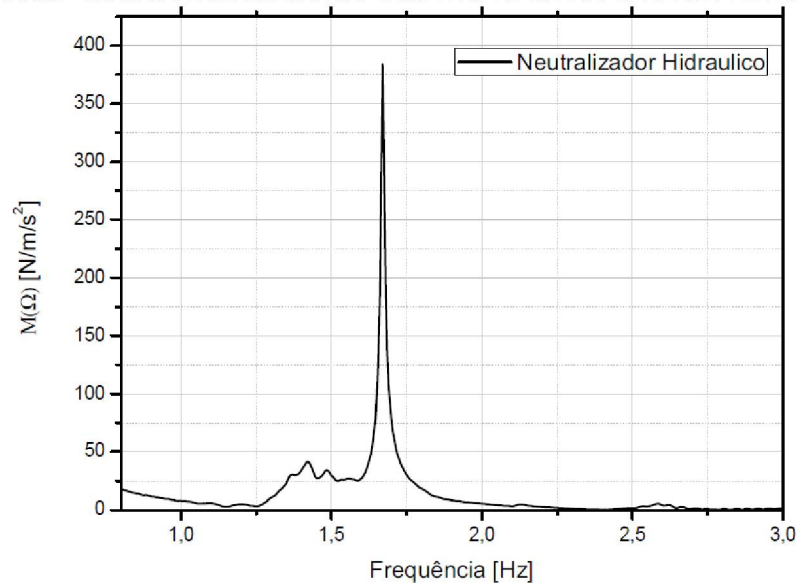


FONTE: A autora (2018).

5.4 Análise experimental do neutralizador hidráulico

Com o neutralizador hidráulico construído, foi realizada a análise experimental do mesmo de modo a obter as curvas de massa dinâmica na base do dispositivo. A análise se deu conforme descrita na seção 4.6, e o resultado obtido pode ser observado na FIGURA 35.

FIGURA 35 - MASSA DINÂMICA NA BASE DO NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO



FONTE: A autora (2018).

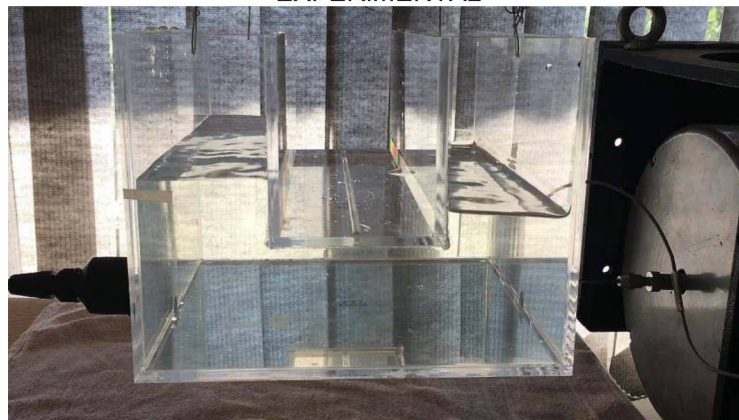
É possível observar no gráfico anterior que o pico da frequência de ressonância coincide com o resultado obtido via simulação numérica, a qual possui um valor de $1,6 \text{ Hz}$.

A massa dinâmica (FIGURA 35) fornece uma ideia da dificuldade com a qual a estrutura pode ser colocada em movimento, ou seja, o pico representa a resistência que o neutralizador impõe para o sistema principal.

Tendo em vista que a massa dinâmica é o inverso da inertância, isso significa que para a respectiva frequência o comportamento do neutralizador se opõe a resposta do sistema primário. Esse efeito é o que resulta no controle de vibração da estrutura.

O primeiro modo de vibração medido experimentalmente, correspondente a frequência de $1,6 \text{ Hz}$ pode ser observado na FIGURA 36.

FIGURA 36 - PRIMEIRO MODO DE VIBRAÇÃO DO NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO VIA ANÁLISE EXPERIMENTAL



FONTE: A autora (2018).

É possível observar que tanto o resultado obtido numericamente por elementos finitos (FIGURA 31) quanto o resultado obtido experimentalmente (FIGURA 36) se comportam de maneira muito semelhante.

5.5 Investigação do amortecimento

Como já citado anteriormente, os neutralizadores hidráulicos podem ser controlados através do orifício localizado no tubo da seção horizontal. O amortecimento pode ser obtido através do estrangulamento na passagem de líquido na seção horizontal, e está diretamente relacionado com a perda de carga. O

coeficiente de perda de carga hidráulica é regido pela razão entre a área de abertura do orifício e a área da seção transversal do dispositivo, dessa forma, tendo as dimensões da seção transversal determinadas, essa permanece constante, obtendo assim uma variação do amortecimento quando se varia a abertura do orifício.

Com o intuito de verificar o amortecimento do dispositivo de controle, foram propostos três tamanhos de orifícios, os quais foram testados experimentalmente para poder assim, a partir das FRF geradas estimar o amortecimento pelo método banda de meia potência já exemplificado na seção 3.1.2.

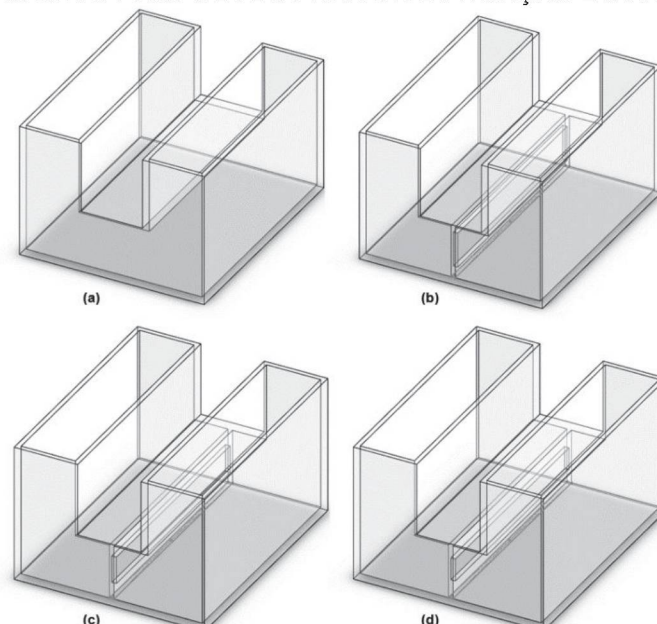
A seção transversal do neutralizador hidráulico possui uma altura de 60 mm e comprimento de 248 mm como pode ser observado na FIGURA 21. A Tabela abaixo apresenta as dimensões dos orifícios propostas para investigação do amortecimento.

TABELA 6 - DIMENSÕES DOS ORIFÍCIOS PARA INVESTIGAÇÃO DO AMORTECIMENTO

Orifício	Altura (mm)	Comprimento (mm)
1	40	228
2	30	228
3	25	228

A FIGURA 37 mostra o neutralizador hidráulico com as diferentes alturas de orifícios propostos, sendo: (a) Neutralizador sem orifício, (b) Neutralizador com orifício de 40 mm, (c) Neutralizador com orifício de 30 mm e (d) Neutralizador com orifício de 25 mm.

FIGURA 37 - ORIFÍCIOS PROPOSTOS PARA INVESTIGAÇÃO DO AMORTECIMENTO

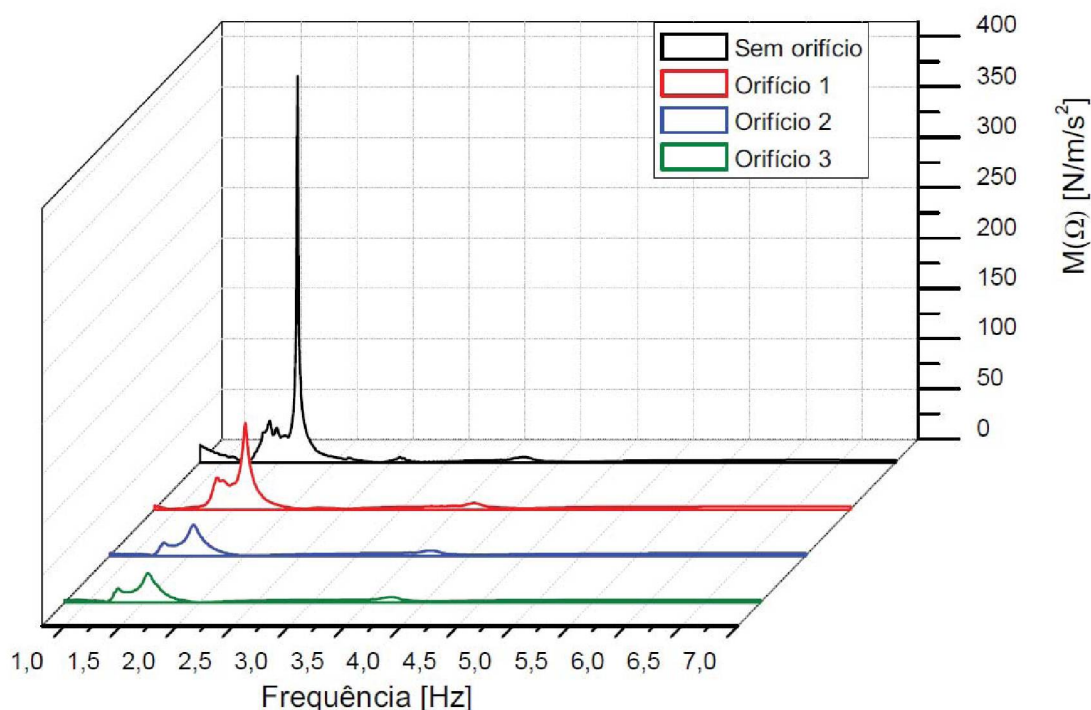


FONTE: A autora (2018).

A análise experimental para investigação do amortecimento no dispositivo de controle se deu da mesma forma já descrita na seção 4.6. Assim, para obtenção dos resultados foram realizadas as mesmas análises do neutralizador sem e com os orifícios propostos. Após obtidas as curvas das análises, os amortecimentos foram estimados para cada caso.

Na FIGURA 38 é possível observar a massa dinâmica medida na base do dispositivo de controle para cada caso exemplificado na FIGURA 37.

FIGURA 38 - CURVAS OBTIDAS EXPERIMENTALMENTE PARA ESTIMAR AMORTECIMENTO DO NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO SEM E COM ORIFÍCIOS



FONTE: A autora (2018).

A razão de amortecimento calculada para cada uma das situações é mostrada na TABELA 7.

TABELA 7 - RAZÃO DE AMORTECIMENTO ESTIMADA PARA CASOS DO NEUTRALIZADOR COM E SEM ORIFÍCIO

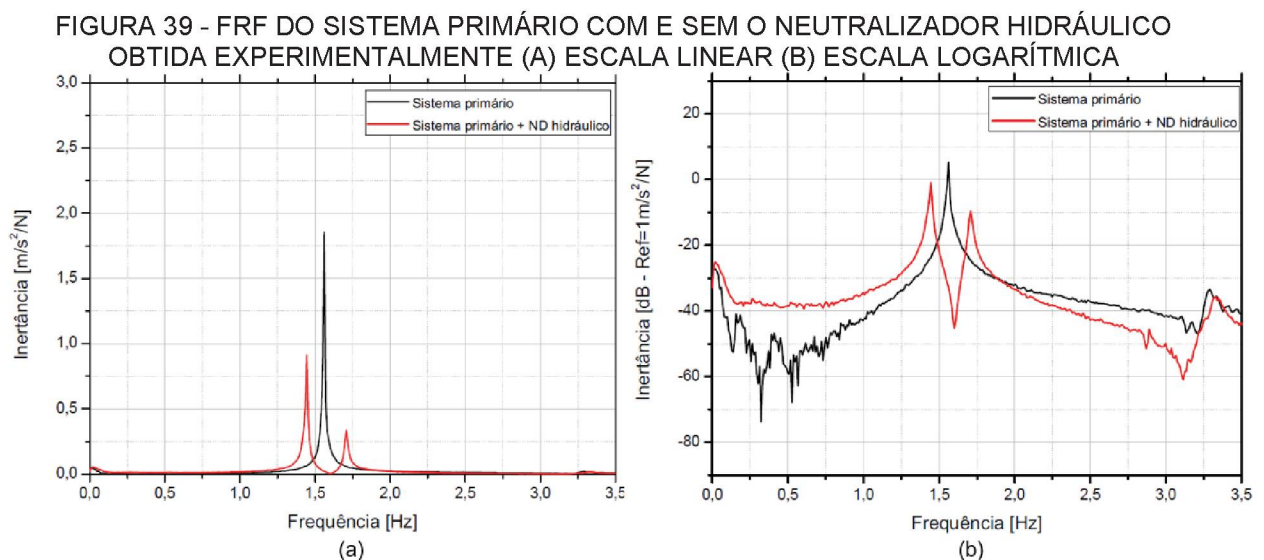
	Razão de amortecimento
Neutralizador sem Orifício - (a)	0,0034
Neutralizador com Orifício 1 - (b)	0,015
Neutralizador com Orifício 2 - (c)	0,03
Neutralizador com Orifício 3 - (d)	0,032

É possível observar com os resultados obtidos, que a medida que se estrangula o orifício o amortecimento modal aumenta. O método utilizado para estimar a razão de amortecimento é bastante simples e permite coletar resultados rapidamente. Contudo, ele não obtém resultados muito precisos, uma vez que o amortecimento é estimado apenas pelos pontos de meia potência, deixando de lado muitas informações fornecidas pela FRF.

Pode-se observar em todos os casos apresentados na FIGURA 38, que há um pico antes da frequência de ressonância. Essas frequências podem estar relacionadas com as frequências de corpo rígido do sistema, devido à maneira que o neutralizador hidráulico foi posicionado durante a análise com o *shaker*.

5.6 Análise experimental do sistema composto

As curvas de inertância obtidas pela análise experimental do sistema composto, foram comparadas com a resposta obtida pela análise do sistema primário (vide item 5.1). Os resultados do prédio com e sem o neutralizador hidráulico podem ser vistos na FIGURA 39.



FONTE: A autora (2018).

Os locais de excitação e resposta foram os mesmos utilizados tanto na validação experimental do sistema primário quanto na análise harmônica do sistema composto realizada numericamente através do ANSYS®. Pode-se perceber um comportamento efetivo do neutralizador, ou seja, o dispositivo de controle incorporou

ao sistema. Os dois picos resultantes do acoplamento do neutralizador hidráulico ao sistema primário, condizem com o modelo numérico realizado.

Na TABELA 8 é possível ver a eficiência na redução da amplitude obtida com o acoplamento do neutralizador hidráulico ao prédio em escala reduzida.

TABELA 8 - EFICIÊNCIA DO NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO ACOPLADO AO PRÉDIO ESBELTO ANALISADA EXPERIMENTALMENTE

	FREQUÊNCIA NATURAL	AMPLITUDE [dB]	REDUÇÃO
Sistema primário sem ND	1,58 Hz	5,37	-
	1,445 Hz	-0,78	6,15 dB
Sistema primário com ND	1,58 Hz	-32,7	38,07 dB
	1,708 Hz	-9,47	14,84 dB

O primeiro pico gerado na análise do sistema composto correspondente a frequência de 1,445 Hz, ocorre quando o deslocamento do prédio e o líquido que compõe o neutralizador estão em igualdade de fase, em tal frequência nota-se uma redução de 6,15 dB.

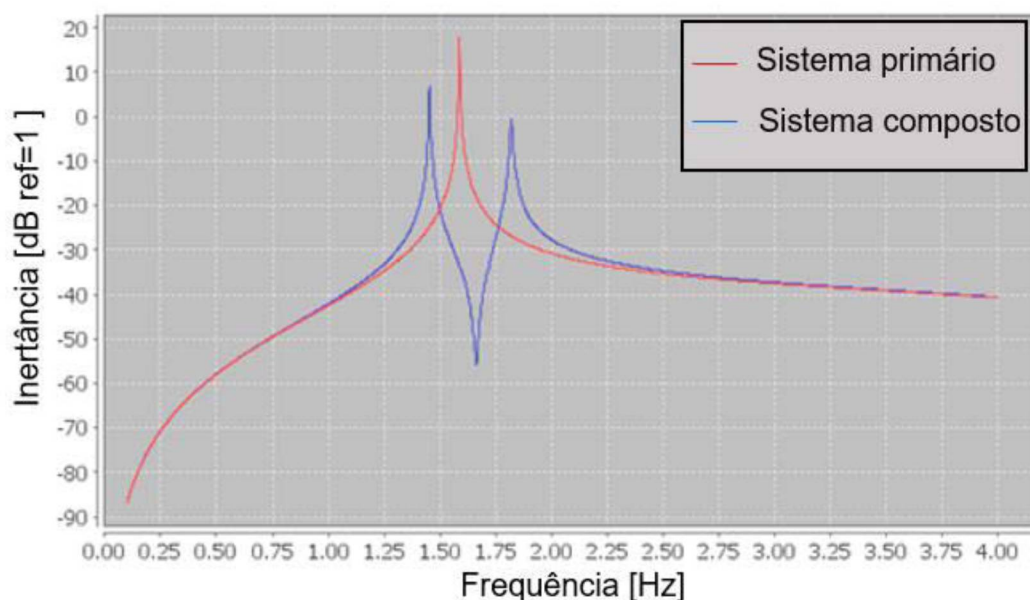
Os resultados obtidos mostram uma redução de aproximadamente 15 dB, na frequência em que o movimento do neutralizador hidráulico se opõe ao movimento do prédio, sendo nesta que ocorrem as forças dissipativas que resultam no controle de vibração do sistema primário.

É possível ainda notar uma redução de quase 40 dB em torno da frequência natural do sistema primário.

O software de otimização “LAVIBS-ND” utilizado para obtenção dos parâmetros ótimos do neutralizador hidráulico, também conta com a opção de testar o efeito de neutralizadores já projetados. Dessa forma, tendo os parâmetros modais do sistema primário já definidos, é possível introduzir no software as características do dispositivo de controle validadas experimentalmente.

Assim, com a frequência do dispositivo determinada através da FRF denominada massa dinâmica na base (FIGURA 35), com a massa do dispositivo e com a razão de amortecimento estimada pelo método de banda de meia potência (TABELA 7) a caracterização do dispositivo está completa. Com estes dados introduzidos no software de otimização, o resultado esperado pode ser observado na FIGURA 40.

FIGURA 40 - FRF DO SISTEMA PRIMÁRIO COM NEUTRALIZADOR OBTIDA ATRAVÉS DO SOFTWARE DE OTIMIZAÇÃO "LAVIBS-ND"



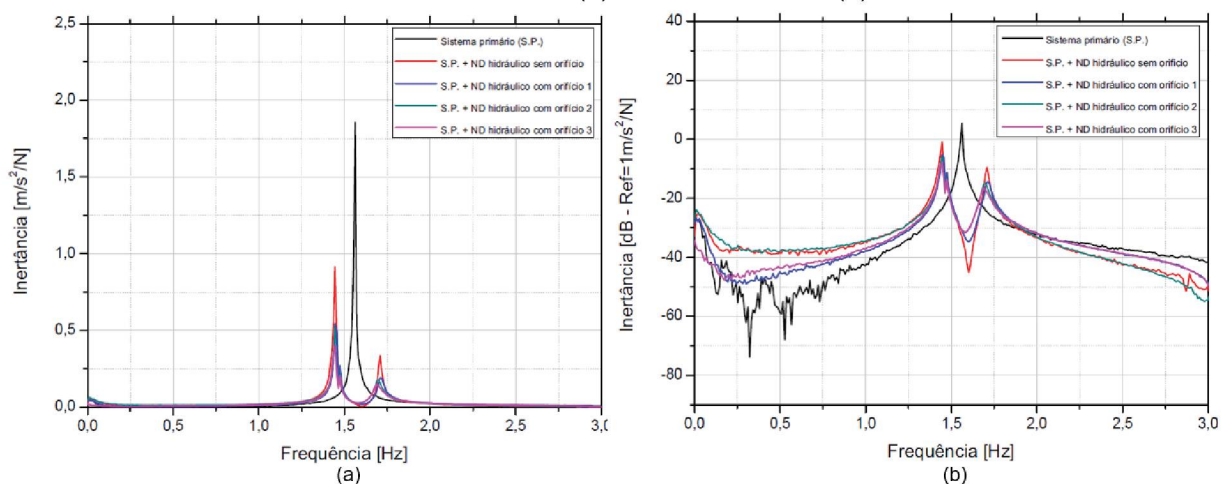
FONTE: A autora (2018).

Com a verificação do efeito do neutralizador hidráulico acoplado ao prédio feita a partir do software "LAVIBS-ND" pode-se observar uma boa concordância quando o mesmo é comparado com os resultados obtidos experimentalmente.

Ainda, de forma a verificar a influência do amortecimento do neutralizador hidráulico no controle de vibração do sistema primário, a análise experimental do sistema composto foi repetida de modo a obter as curvas de inertância para cada caso exemplificado na TABELA 6.

Os resultados obtidos podem ser verificados na FIGURA 41 a qual aponta as curvas de inertância obtidas para prédio sem neutralizador e com neutralizador para todos os orifícios propostos.

FIGURA 41 - FRF DO SISTEMA PRIMÁRIO COM E SEM O NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO PARA OS DIFERENTES ORIFÍCIOS PROPOSTOS (A) ESCALA LINEAR (B) ESCALA LOGARÍTIMICA



FONTE: A autora (2018).

A TABELA 9 mostra os valores obtidos na análise do sistema composto para cada orifício proposto.

TABELA 9 - EFICIÊNCIA DO NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO ACOPLADO AO PRÉDIO ESBELTO ANALISADA EXPERIMENTALMENTE PARA TODOS OS ORIFÍCIOS PROPOSTOS

	FREQUÊNCIA NATURAL	AMPLITUDE [dB]	REDUÇÃO
Sistema primário sem ND	1,58 Hz	5,37	-
Sistema primário com ND sem orifício	1,445 Hz	-0,78	6,15 dB
	1,58 Hz	-32,7	38,07 dB
	1,708 Hz	-9,47	14,84 dB
Sistema primário com ND com orifício 1	1,445 Hz	-5,274	10,644 dB
	1,58 Hz	-31,01	36,38 dB
	1,708 Hz	-14,486	19,856 dB
Sistema primário com ND com orifício 2	1,445 Hz	-5,425	10,795 dB
	1,58 Hz	-30,62	35,99 dB
	1,708 Hz	-14,955	20,325 dB
Sistema primário com ND com orifício 3	1,445 Hz	-7,909	12,279 dB
	1,58 Hz	-30,807	36,177 dB
	1,708 Hz	-18,01	23,38 dB

É possível observar uma redução na amplitude dos picos do sistema composto a medida que o orifício vai se estrangulando. Essa redução da amplitude é característica do aumento de amortecimento conforme investigado e citado na seção 5.5. Analisando os resultados da TABELA 9 é possível notar também que o controle se torna mais efetivo com o aumento do amortecimento, chegando a uma redução de até 23 dB no pico da segunda frequência correspondente ao sistema composto, a qual representa a oposição de fase entre o movimento de líquido do neutralizador e o movimento do prédio, sendo nesta que ocorre as forças dissipativas.

Resposta do sistema à uma excitação harmônica

De forma a simular o escoamento dos ventos e verificar o comportamento da estrutura quando a mesma é excitada próximo da frequência de ressonância, foram realizadas medições onde o sistema primário foi excitado harmonicamente através de um *subwoofer* fabricado pela JBL Selenium. O mesmo pode ser utilizado, com a adição de outros equipamentos, para realizar uma excitação harmônica sobre a estrutura. Essa solução foi utilizada devido a impossibilidade de posicionar o shaker de forma a ele excitar o “prédio”.

Para a análise do neutralizador hidráulico, o sistema primário foi excitado em sua primeira frequência de ressonância. A excitação ocorreu de forma senoidal. Este sinal senoidal foi obtido através de um gerador de função, modelo CFG253, do fabricante Tektronix. Em virtude da tensão do sinal gerado ser de baixa amplitude, o mesmo foi amplificado utilizando o circuito TDA 7264, o qual foi alimentado por uma tensão simétrica de 12 V através da fonte LPS-305, do fabricante AMREL. Este sinal amplificado foi acoplado ao *subwoofer*, o qual foi engastado por um parafuso ao sistema primário. Este engaste permitiu que a oscilação na frequência selecionada, fosse acoplada integralmente ao prédio. Para o controle da frequência do sinal gerado, o sinal foi monitorado através de um osciloscópio, modelo TBS1072B-EDU, do fabricante Tektronix. Desta forma pode-se acompanhar durante o ensaio qualquer oscilação, e garantir a correta frequência de excitação.

A análise se repetiu de forma análoga para o sistema composto. Para obtenção dos resultados foi utilizado um acelerômetro piezoelétrico, modelo 39A03, do fabricante PCB PIEZOTRONICS, ligado a uma placa de aquisição de dados PHOTON II.

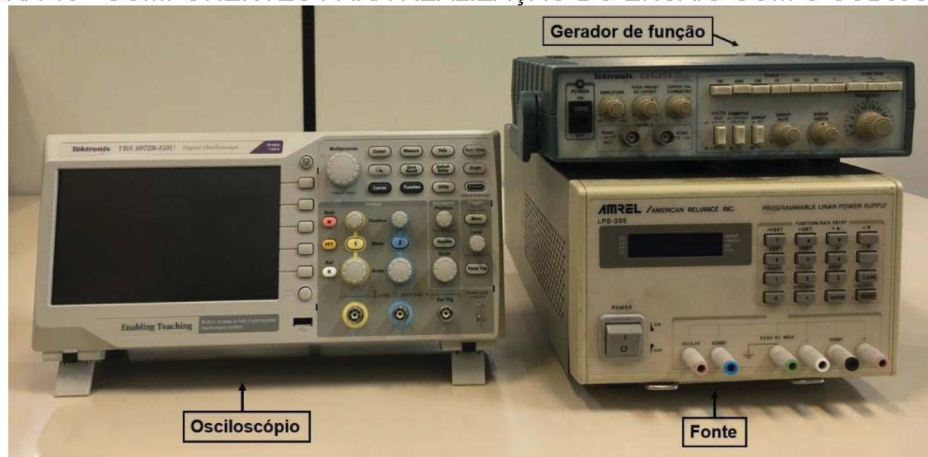
A FIGURA 42 mostra o esquema da medição realizada. Os equipamentos utilizados estão dispostos na FIGURA 43.

FIGURA 42 - ARRANJO EXPERIMENTAL COM O SUBWOOFER



FONTE: A autora (2018).

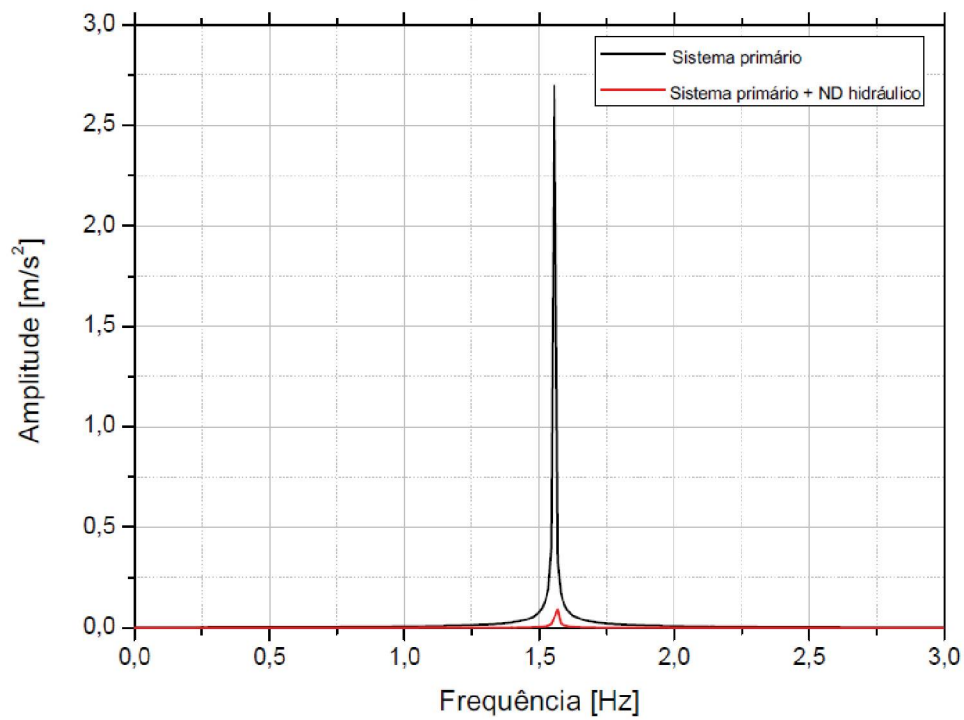
FIGURA 43 - COMPONENTES PARA REALIZAÇÃO DO ENSAIO COM O SUBWOOFER



FONTE: A autora (2018).

Os resultados obtidos no ensaio estão indicados na FIGURA 44, a qual aponta a resposta do sistema primário com e sem neutralizador hidráulico a uma excitação harmônica com frequência próxima a natural, cuja amplitude permaneceu constante em ambos os ensaios.

FIGURA 44 - RESPOSTA DO SISTEMA PRIMÁRIO COM E SEM NEUTRALIZADOR HIDRÁULICO A UMA EXCITAÇÃO HARMÔNICA



FONTE: A autora (2018).

É possível notar uma redução acentuada da amplitude quando o neutralizador hidráulico é introduzido no prédio de oito andares em escala reduzida. Essa diferença de amplitude representa uma redução de aproximadamente 30 dB, mostrando assim um comportamento efetivo para o controle de vibração para a frequência em questão.

6. CONCLUSÃO

6.1 Conclusões gerais

Neste trabalho, foi revisada e implementada uma metodologia embasada em PEG's desenvolvida pelo grupo GVIBS, para projeto de um neutralizador hidráulico para controlar as vibrações de um prédio de oito andares em escala reduzida.

Para o projeto do neutralizador, uma otimização específica é realizada através do *software* "LAVIBS-ND", utilizando os parâmetros modais do sistema primário identificados através de análises numéricas empregando o *software* de elementos finitos ANSYS®. O intuito aqui é reduzir a resposta do sistema primário com a escolha dos parâmetros ótimos do neutralizador hidráulico. Nesse sentido, são revisados, no trabalho, o conceito de PEG e a técnica de otimização não linear usada na metodologia.

A metodologia de identificação dos parâmetros modais do sistema primário apresenta resultados satisfatórios, mostrando uma concordância aceitável com as curvas obtidas experimentalmente.

Com os resultados obtidos via TONL foi possível dimensionar o neutralizador hidráulico, de forma a satisfazer os parâmetros ótimos encontrados. Assim, o modelo projetado foi analisado numericamente no *software* comercial ANSYS®, onde através de uma análise modal foi possível verificar a frequência e a massa do dispositivo de controle (já que o amortecimento é estimado experimentalmente), e através de uma análise harmônica obteve-se a resposta do mesmo atuando sobre o prédio esbelto. Tendo isso realizado, partiu-se para a construção do neutralizador para validação experimental.

Com o protótipo construído em acrílico, foram realizadas as medições experimentais da massa dinâmica na base para verificar as características do dispositivo projetado. Tendo estas validadas, partiu-se para uma investigação do amortecimento, onde foram propostos três tamanhos de orifício. O neutralizador foi testado com cada um destes, e a razão de amortecimento foi estimada pelo método banda de meia potência através das curvas de massa dinâmica medidas experimentalmente para cada caso. Tal investigação mostrou que a medida que se estrangula o orifício, o amortecimento modal aumenta, conforme já esperado.

Assim, para avaliar a efetividade do neutralizador hidráulico projetado para o controle do primeiro modo na direção transversal “X”, o dispositivo de controle foi acoplado ao prédio, e medições do sistema primário com e sem o sistema auxiliar foram comparadas através das curvas de inertância. Este procedimento foi estendido repetindo a análise do sistema composto para os diferentes orifícios propostos.

Por fim, o sistema primário com e sem o neutralizador foi avaliado de forma a verificar seu comportamento quando excitado harmonicamente próximo a frequência de ressonância. O resultado obtido apontou uma redução acentuada na amplitude quando o neutralizador hidráulico foi introduzido no prédio.

Os modelos numéricos tanto do sistema primário quanto do neutralizador hidráulico projetado, mostraram com a comparação com os resultados de medições experimentais uma proximidade satisfatória. Quanto aos resultados gráficos obtidos via otimização, quando comparados com os resultados via ANSYS® e experimentais, mostram uma certa diferença na redução dos níveis de vibração. Isso se deve a complexidade de se modelar o amortecimento.

Porém, avaliando o comportamento do espectro obtido numericamente e experimentalmente, é possível observar que valores numéricos e os valores experimentais estão, em particular, muito próximos, o que mostra que a metodologia proposta e os modelos utilizados são confiáveis.

As respostas numéricas do prédio em escala com e sem o neutralizador hidráulico e suas medições experimentais correspondentes mostraram que a metodologia e os modelos utilizados possuem uma boa correlação, o que torna esta metodologia promissora para o projeto ótimo deste tipo de dispositivo de controle.

O acoplamento do neutralizador projetado ao prédio esbelto em escala apontou uma redução da resposta do sistema primário de até 23,38 dB na frequência correspondente a oposição de fase entre o líquido do neutralizador e prédio, sendo nesta que ocorrem as forças dissipativas que resultam no controle das estruturas.

Os resultados obtidos para o neutralizador hidráulico se mostraram promissores. Sendo uma opção barata para prédios esbeltos no controle passivo de vibrações.

6.2 Sugestões para trabalhos futuros

Sugere-se em um primeiro momento para trabalhos futuros uma investigação mais profunda do amortecimento do neutralizador hidráulico, variando a forma e também o líquido utilizado pra compor o dispositivo. Sugere-se também estender o controle de vibração para uma faixa mais ampla de frequência.

Em um segundo momento, sugere-se o projeto de outros tipos de neutralizadores utilizados para controle de vibração em estruturas esbeltas, tais como neutralizadores pendulares e neutralizadores viscoelásticos, de modo a comparar a eficiência obtida por cada um destes.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AMARAL, G. R. **Metodologia experimental para determinação da eficácia de neutralizadores dinâmicos de vibração para cabos aéreos**. Dissertação – Mestrado – Universidade Federal do Paraná, 2015.
- AIKEN, I. D.; KELLY, J. M.; MAHMOODI, P. **The application of viscoelastic dampers to seismically resistant structures**. In 4th National Conference on Earthquake Engineering, Vol 3, 1990.
- ALTUNIŞIK, A. C.; YETIŞKEN, A.; KAHYA, V. **Experimental study on control performance of tuned liquid column dampers considering different excitation directions**. In Mechanical Systems and Signal Processing, Volume 102, 2017.
- ALVARENGA, E. S. **Otimização do neutralizador dinâmico tipo pendular**. Dissertação (Mestrado em Engenharia) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1994.
- AL-SAIF, K. A.; ALDAKKAN, K. A.; FODA, M. A. **Modified liquid column damper for vibration control of structures**. In International Journal of Mechanical Sciences, Volume 53, 2011.
- AVILA, S. M.; PEREIRA, W. M. **Controle de vibrações em torres eólicas submetidas à ação de cargas harmônicas utilizando amortecedor de massa sintonizado na forma de pêndulo**. In: 10ª Conferência Brasileira de Dinâmica, Controle e Aplicações – DICON 2011. Proceedings... p 4.
- BALENDRA, T.; WANG, C. M.; CHEONG, H. F. **Effectiveness of Tuned Liquid Column Dampers for Vibration Control of towers**. Engineering Structures, v. 17, n. 9, 1995.
- BAVASTRI, C. A. **Redução de Vibrações de Banda Larga em Estruturas Complexas por Neutralizadores Viscoelásticos**. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1997.
- BAVASTRI, C. A.; DOUBRAWA, F.J.; ESPÍNDOLA, J. J.; LOPES, E. M. O.; VENANCIO, H. W. **Modelo geral de neutralizadores dinâmicos para controle passivo de vibrações e ruído: Parâmetros equivalentes generalizados**. CILAMCE 2007
- CAMMELLI, S.; LI, Y. F.; MIJORSKI, S. **Mitigation of wind-induced accelerations using Tuned Liquid Column Dampers: Experimental and numerical studies**. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2016.
- CECCON, E. R. **Controle de Vibração Torcional usando Neutralizadores dinâmicos viscoelásticos**. Dissertação (Mestrado) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2008.

CHAIVIRIYAWONG, P., LIMKATANYU, S. e PINKAEW, T. **Simulations of characteristics of tuned liquid column damper using an elliptical flow path estimation method.** The 14th World Conference on Earthquake Engineering, 2008.

CHANG, C.C.; HSU, C.T. **Control performance of liquid column vibration absorbers.** Engineering Structures, 1997.

CHANG, K. C., SOONG, T. T., OH, S.T.; LAI, M. L. **Seismic response of steel-frame structures with added viscoelastic dampers.** IOWCEE, Spain, 1992.

DEN HARTOG, J. P. **Mechanical Vibrations.** 4th edition. McGraw-Hill, NY. 1956.

ESPÍNDOLA, J.J. **Apostila de Controle de Vibração.** Curso de Mestrado em Engenharia Mecânica (LVA), UFSC, Santa Catarina, 1987.

ESPÍNDOLA, J. J.; SILVA, H. P. **Modal Reduction of Vibration by Dynamic Neutralizers: A General Approach.** Proceedings of 10th International Modal Analysis Conference, San Diego, USA, 1992.

ESPÍNDOLA, J. J.; BAVASTRI, C. A. **Modal Reduction of Vibrations by Dynamic Neutralizers in a Frequency Range - A Generalized Approach.** In: IV DINAME, 1995, Caxambú, Minas Gerais. Proceedings of DINAME, 1995. v. 1. p. 214-217.

FRAHM, H. **Device for Damping Vibration of Bodies.** U.S. Patent No. 989959. October 1909.

FULLER, C. R.; ELLIOTT, S. J.; NELSON, P. A. **Active Control of Vibration.** San Diego, CA: Academic Press 1997.

GERGES, R. R.; VICKERY, B. J. **Optimum design of pendulum-type tuned mass dampers.** The Structural Design of Tall and Special Buildings. 2005.

GHOSH, A.; BASU, B. **Seismic vibration control of short period structures using the liquid column damper.** In Engineering Structures, Volume 26, Issue 13, 2004.

HARRIS, C. M.; CREDE, C. E. **Shock and vibration handbook.** McGraw-Hill, 1976.

HIBBELER, Estática: **Mecânica para engenharia**, 12ª Edição, 2011.

HOCHRAINER, M. J.; ADAM, C.; ZIEGLER, F. **Application of tuned liquid column damper for passive structural control.** In: 7th International Congress on Sound and Vibration, 2000.

HU, X. **Wind Loading Effects and Equivalent Static Wind Loading on Low Rise Buildings.** Texas Tech University, 2006.

HUNT. **Dynamic vibration absorbers.** Mechanical Eng. Publications. England, 1979.

JIN, Q., LI, X., SUN, N., ZHOU, J., GUAN, J. **Experimental and numerical study on tuned liquid dampers for controlling earthquake response of jacket offshore platform.** Marine Structures, 2007.

KIREKAWA, A.; ITO, Y.; ASANO, K. **A study of structural control using viscoelastic material.** IOWCEE, Spain, 1992.

KÜSTER, L. D.; SARTORI, A. L. **Análise dinâmica de estruturas de concreto: Avaliação de três sistemas construtivos de lajes.** Teoria e Prática na Engenharia Civil, n.18, p. 13-22, 2011.

MARRA, J. C. O. **Controle Híbrido de Vibrações em Estruturas sob Excitação de Banda Larga, utilizando Neutralizador Viscoelástico e Filtro Adaptativo.** Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2007.

MASOTTI, D. **Comparação de métodos de determinação do amortecimento estrutural através de técnicas de ajuste de curvas de funções resposta em frequência.** Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2013.

MODI, V. J., WELT, F., SETO, M. L. **Control of Wind-Induced Instabilities Through Application of Nutation Dampers: a Brief Overview.** In: Engineering Structures, University of British Columbia, 1995.

MOUTINHO, C. M. R. **Controlo de Vibrações em Estruturas de Engenharia Civil.** Tese (Doutorado) – Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2007.

OH, S. T., CHANG, K. C., LAI, M. L.; NIELSEN, E. J. **Seismic response of viscoelastically damped structure under strong earthquake ground motions.** IOWCEE, Spain, 1992.

OLIVEIRA, F. S. **Critérios de projeto para amortecedor tipo pêndulo para controle de vibrações em edifícios altos.** Dissertação (mestrado) – Universidade de Brasília, 2012.

ORLANDO, D. **Absorber pendular para controle de vibrações de torres esbeltas.** Dissertação (mestrado) – Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2006.

ORMONDROYD, J.; DEN HARTOG, J. P. **The theory of dynamic vibration absorber.** 1928.

PESTANA, I. G. **Controlo de Vibrações em Engenharia Civil – Amortecedor de Colunas de Líquido Sintonizado.** Dissertação (mestrado) – Universidade Nova de Lisboa, 2012.

RODRIGUES, I. F. **Metodologia numérica para projeto de neutralizador dinâmico viscoelástico do tipo sanduíche tubular.** Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2016.

ROZAS, L.; BOROSCHEK, R. L.; TAMBURRINO, A.; ROJAS, M. **A bidirectional tuned liquid column damper for reducing the seismic response of buildings.** In: Structural Control and Health Monitoring, 2015.

SAKAI, F.; TAKEDA, S. **Tuned liquid column damper new type device for suppression of building vibrations.** In: Proceedings of International Conference on High Rise Buildings, Nanjing, China, 1989.

SHAD, H.; ADNAN, A. B.; BEHBAHANI, H. P. **Performance evaluation of tuned liquid dampers on response of a SDOF system under earthquake excitation and harmonic load.** Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology. 2013.

SNOWDON, J. C. **Steady-state behavior of the dynamic absorber.** Journal of Acoustical Society of America, v. 38, n. 8, p. 1096–1103, 1959.

SNOWDON, J. C. **Vibration and shock in damped mechanical systems.** New York, N.Y., 1968.

SOONG, T. T.; MAHMOODI, P. **Seismic behaviour of structures with added viscoelastic dampers.** In 4th National Conference on Earthquake Engineering, Vol 3, 1990.

SOUZA, R. A. **Controle Passivo/Ativo das Oscilações de Estruturas Esbeltas por meio de Dispositivos Fluido-dinâmicos.** Tese de Doutorado – Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2003.

ZHANG, R. H.; SOONG, T. T.; MAHMNODI, P. **Seismic response of steel frame structures with added viscoelastic dampers.** In Earthquake Engineering Structures, 1989.

ZHANG, W.; MATSUHISA, H.; SATO, S. **Dynamic absorber for the general multidegree-of-freedom vibration system (Theoretical Analysis).** Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C, Vol. 56, 1990.

ZHANG, R. H.; SOONG, T. T. **Seismic design of viscoelastic dampers for structural applications.** In Engineering Structures, 1992.

ZULUAGA GÓMEZ, A. L. **Controle de Vibrações em Edifícios Submetidos à Ação de Cargas Dinâmicas Utilizando Amortecedor de Massa Sintonizado na Forma de Pêndulo.** Dissertação de Mestrado – Departamento de Engenharia Civil, Universidade de Brasília, Brasília, 2007.